



**Pedro André Fazeres Ferreira**

Licenciado em Ciências da Engenharia Mecânica

**Modelação fenomenológica de um motor  
Diesel marítimo para avaliar efeitos  
da mudança de combustível**

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em Engenharia Mecânica

Orientador: Professor Daniel Cardoso Vaz

Co-orientador: Contra-Almirante Francisco de Figueiredo e Silva Cunha Salvado

Júri:

Presidente: Doutor José Fernando Almeida Dias

Arguente: Doutor José Miguel Carrusca Mendes Lopes

Vogais: Doutor Daniel Cardoso Vaz

Contra-Almirante Francisco de Figueiredo e Silva Cunha Salvado



FACULDADE DE  
CIÊNCIAS E TECNOLOGIA  
UNIVERSIDADE NOVA DE LISBOA

**Setembro de 2012**

Nota:

A presente dissertação foi redigida segundo a ortografia anterior ao novo acordo ortográfico.

Copyright

A Faculdade de Ciências e Tecnologia e a Universidade Nova de Lisboa têm o direito, perpétuo e sem limites geográficos, de arquivar e publicar esta dissertação através de exemplares impressos reproduzidos em papel ou de forma digital, ou por qualquer outro meio conhecido ou que venha a ser inventado, e de a divulgar através de repositórios científicos e de admitir a sua cópia e distribuição com objectivos educacionais ou de investigação, não comerciais, desde que seja dado crédito ao autor e editor.

*Para sempre...*  
*E um bocadinho mais...*

## AGRADECIMENTOS

Porque raros são os trabalhos que resultam de mérito individual, quero neste espaço deixar expresso o meu agradecimento a todos aqueles que, de alguma forma, contribuíram para a realização deste trabalho, e de forma mais particular:

Ao Professor Daniel Vaz, meu orientador, quero deixar o meu reconhecimento pela sua inteira disponibilidade em partilhar comigo a sua experiência, pelo entusiasmo com que sempre me apoiou e pela amizade com que me distingue.

À Marinha Portuguesa, e em particular, ao Contra-Almirante Francisco Cunha Salvado, meu co-orientador, pela proposta do tema da dissertação, bem como pelo interesse que sempre revelou neste trabalho e ao engenheiro Rebocho Antunes pelos sempre sábios esclarecimentos e por toda a informação disponibilizada.

Aos meus pais, ao João e à Ana, fontes inesgotáveis de apoio e por serem quem são, suportes de toda a minha vida.

À família do Grupo de Jovens de Carnaxide, companheiros ao longo desta enorme viagem que foi o meu curso.

À Sónia, porque depois dela tudo mudou...

Sem vocês nada teria sido possível.

A todos,

Muito obrigado!

## RESUMO

Neste trabalho inicia-se o estudo da viabilidade da substituição do combustível actualmente utilizado pela Marinha Portuguesa, *Destillate*, pelo mais económico, *Intermediate Fuel Oil*, através da construção de um modelo fenomenológico dos eventos que ocorrem em um cilindro do motor, durante os tempos de compressão e expansão e da obtenção de uma estimativa das emissões de  $\text{NO}_x$  e  $\text{SO}_x$ . O *Intermediate Fuel Oil*, ou IFO, é um fuelóleo pesado constituído por uma percentagem (2% ou 12%) de óleo destilado. O objectivo é que a Marinha possa beneficiar da vantagem económica inerente à utilização do combustível, devendo contudo ser assegurado que são cumpridos quer os requisitos de operação de um navio da Marinha, quer os requisitos ambientais, cada vez mais exigentes.

É estudado apenas um tipo de motor, o que equipa a classe de navios «Vasco da Gama», por esta classe apresentar duas formas de propulsão e por ser um dos motores Diesel mais potentes da Marinha Portuguesa, resultando a eventual substituição do combustível numa economia maior. É utilizado um modelo analítico de balanço de energia ao cilindro de um grande motor Diesel semi-rápido, por ser este o tipo de motor do navio em causa. O modelo é válido para o processo desde o fecho da válvula de admissão até à abertura da válvula de escape. Na construção deste modelo foram assumidas algumas simplificações, nomeadamente, não considerar a variação espacial das propriedades do fluido no interior do cilindro e utilizar sub-modelos simplificados para a descrição da adição e da perda de calor. Deste modelo resulta a história de pressão e temperatura de um cilindro. Os picos de pressão e temperatura obtidos são de 164 bar e de 3170 K para IFO e de 168 bar e 2316 K para o *Destillate*, o que está de acordo com os dados da literatura para este tipo de motores.

Para estimar as emissões de óxidos de azoto, utiliza-se o programa Cantera. Este recebe as histórias de pressão e temperatura e utiliza equações da cinética química para estimar as emissões. Calcula-se, também, o valor de óxidos de enxofre emitidos, a partir do conhecimento do teor de enxofre do combustível. A emissão de ambos os poluentes estudados é superior ao legalmente permitido, pelo que se torna necessário actuar sobre a poluição.

Os resultados alcançados permitem afirmar que as simplificações assumidas ao longo do trabalho não parecem ser abusivas. A conclusão deste trabalho é que o modelo construído apresenta boa concordância com os resultados da literatura para motores semelhantes e que embora a substituição do combustível utilizado pareça ser viável, serão necessários equipamentos anti-poluição.

Palavras-chave: motor Diesel, substituição de combustível, modelação, emissão de poluentes

## ABSTRACT

In this work it is began the study of the possibility of the substitution of the fuel currently used by the Portuguese Navy, *Destillate Fuel*, by the more economic, *Intermediate Fuel Oil*, by modeling the events inside a cylinder of an engine during the compression and expansion strokes and by obtaining an estimation of the  $\text{NO}_x$  and  $\text{SO}_x$  emissions. *Intermediate Fuel Oil*, also known as IFO, is a heavy fuel oil which is made of a percentage (2% or 12%) of destillate oil. The objective is that the Portuguese Navy may benefit from the economic advantage of using the fuel, as long as both the operation and the stricter environmental requirements for the Navy ships are met.

It is only studied one type of engine, the engine used by the «Vasco da Gama» class of ships because this class uses two different methods for propulsion and its Diesel engine is one of the more powerfull used by the Portuguese Navy, which means that the eventual fuel substitution would result in a greater economy. An analytic model of energy balance is used to the cylinder of a large medium-speed Diesel engine, due to the fact that this is the specific engine of those ships. The model is valid for the process between the closure of the inlet valve and the opening of the outlet valve. While developing this model some simplifications were assumed, such as, disregard the spatial variation of the fluid properties and use simplified sub-models to describe the heat gains and losses. The results from the application of this model are the histories of pressure and temperature inside a cylinder. The pressure and temperature peaks obtained are 164 bar and 3170 K when using IFO and 168 bar and 2316 K when using *Destillate*, which are results consistent with the literature data for this type of engine.

In order to estimate the nitrogen oxides emission, we use the program Cantera. This uses the pressure and temperature histories to, using chemical kinetics equations, estimate the  $\text{NO}_x$  emissions. It is also calculated the emissions of sulfur oxides, from the amount of sulfur contained in the fuel. The emission of both those pollutant particles is above the legally allowed values, which means that it is necessary to take measures to reduce them.

The results obtained demonstrate that the assumed simplifications do not seem to be excessive. The conclusion of this study is that the utilized model presents results that are in agreement with the results in the literature for similar engines and that even though the substitution of the fuel seems to be viable, anti-pollutant equipments will be needed.

Key words: Diesel engine, fuel substitution, modeling, pollutant emission

## ÍNDICE

AGRADECIMENTOS .....	iv
RESUMO .....	v
ABSTRACT .....	vi
ÍNDICE .....	vii
ÍNDICE DE FIGURAS .....	ix
ÍNDICE DE TABELAS .....	xi
NOMENCLATURA .....	xii
I – INTRODUÇÃO .....	1
1 – Motivação.....	1
2 – Contribuição do presente trabalho.....	2
3 – Limitações do presente trabalho.....	3
4 – Sumário do trabalho .....	4
II – REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....	9
1 – Aspectos técnicos .....	9
1.1 – Os navios da Marinha Portuguesa .....	9
1.2 – Os motores utilizados pela classe «Vasco da Gama».....	10
1.3 – Motores de ignição por compressão .....	11
1.4 – Os combustíveis - <i>Destillate</i> e IFO .....	14
1.5 – Considerações sobre a injeção .....	17
1.6 – Combustão.....	20
1.7 – Modelação fenomenológica.....	22
2 – Aspectos ambientais .....	26
2.1 – Legislação existente .....	28
2.2 – Formação de poluentes .....	30
2.3 – Algumas técnicas limpas de combustão .....	36
2.4 – Modelação .....	37
3 – Aspectos económicos .....	39
III – METODOLOGIA .....	40
1 – Síntese do modelo fenomenológico .....	40
1.1 – Introdução.....	40
1.2 – Hipóteses .....	40
1.3 – Balanço de energia a um sistema fechado.....	40
1.4 – Variação de $p$ , $T$ , $V$ e $A$ com $\theta$ .....	42

1.5 – Sub-modelo de perdas de calor.....	43
1.6 – Sub-modelo de ganhos de calor.....	44
1.6.1 – Descrição da fase de combustão .....	44
1.6.2 – Função de Wiebe dupla.....	45
1.7 – Variação dos calores específicos com a temperatura .....	48
2 – Resolução do sistema de equações diferenciais .....	49
2.1 – Métodos de passo simples .....	49
2.2 – Método de Runge-Kutta de 4. <sup>a</sup> ordem .....	50
3 – Método para avaliação dos aspectos ambientais .....	51
3.1 – NO <sub>x</sub> .....	51
3.2 – SO <sub>x</sub> .....	51
4 – Método utilizado para os aspectos económicos.....	51
IV – RESULTADOS E DISCUSSÃO .....	53
1 – Introdução.....	53
2 – Viabilidade técnica.....	56
2.1 – Comparação com resultados existentes na literatura .....	56
2.2 – Variação das propriedades dos combustíveis .....	62
2.3 – Variação da duração da injeção .....	62
2.4 – Variação da velocidade de rotação, mantendo a massa injectada.....	65
2.5 – Análise de sensibilidade a alguns parâmetros da função de Wiebe dupla.....	69
2.6 – Valores indicados e valores efectivos.....	70
3 – Viabilidade ambiental.....	73
3.1 – NO <sub>x</sub> .....	73
3.2 – SO <sub>x</sub> .....	77
4 – Considerações de índole económica.....	78
V – CONCLUSÃO.....	80
1 – Conclusões gerais .....	80
2 – Sugestões para trabalho futuro .....	82
Bibliografia.....	83



## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 – Fluxograma geral do modelo fenomenológico desenvolvido .....	4
Figura 1.2 – Fluxograma de pormenor da primeira parte do modelo fenomenológico desenvolvido.....	5
Figura 1.3 – Fluxograma de pormenor da segunda parte do modelo fenomenológico desenvolvido .....	8
Figura 2.1 – Cilindro de motor de combustão interna.....	11
Figura 2.2 – Ciclo de funcionamento de motor a 4 tempos.....	12
Figura 2.3 – Exemplo de motor Diesel Semi-Rápido.....	13
Figura 2.4 – Processo de evolução do <i>spray</i> de combustível .....	19
Figura 2.5 – Relação entre a viscosidade e a temperatura para diversos combustíveis .....	20
Figura 2.6 – Diferentes fases da combustão verificadas num diagrama de pressão.....	21
Figura 2.7 – Diferença nas histórias de pressão e temperatura obtidas para $c_p$ e $c_v$ constantes e variáveis .....	25
Figura 2.8 – Valores máximos de emissões de $\text{NO}_x$ , por velocidade de rotação do motor. ....	29
Figura 2.9 – Formação de poluentes para as duas fases de combustão consideradas .....	30
Figura 2.10 a)– Fracção Molar (FM) de $\text{SO}_2$ emitido num motor Diesel marítimo.....	34
Figura 2.10 b)– Fracção Molar (FM) de $\text{SO}_3$ emitido num motor Diesel marítimo.....	35
Figura 4.1 – Diagrama de desempenho do motor.....	55
Figura 4.2 – História de pressão de um motor Diesel pequeno. Fonte: Sakhrieh et al. (2010).....	56
Figura 4.3 – Histórias de pressão utilizando as condições descritas em Sakhrieh et al. (2010).....	61
Figura 4.4 – Histórias de pressão de um motor Diesel. Fonte: Larbi e Bessrouer (2010) .....	63
Figura 4.5 – História de pressão de um motor utilizando as condições descritas em: Larbi e Bessrouer (2010) .....	59
Figura 4.6 – Histórias de pressão no cilindro para IFO e Destillate.....	60
Figura 4.7 – Histórias de temperatura no cilindro para IFO e Destillate.....	61
Figura 4.8 – Diagramas p-V para IFO e Destillate.....	61
Figura 4.9 – Histórias de pressão no cilindro do motor alimentado a IFO, para diferentes durações da injeção medidas em ângulo de cambota: $\Delta\theta=59^\circ$ , $\Delta\theta=69^\circ$ e $\Delta\theta=79^\circ$ . ....	63
Figura 4.10 – Histórias de temperatura no cilindro do motor alimentado a IFO, para diferentes durações da injeção medidas em ângulo de cambota: $\Delta\theta=59^\circ$ , $\Delta\theta=69^\circ$ e $\Delta\theta=79^\circ$ . ....	64
Figura 4.11 – Diagramas p-V no cilindro do motor alimentado a IFO, para diferentes durações da injeção, medidas em ângulo de cambota: $\Delta\theta=59^\circ$ , $\Delta\theta=69^\circ$ e $\Delta\theta=79^\circ$ . ....	64
Figura 4.12 – Histórias de pressão no cilindro do motor alimentado a IFO, para as velocidades de rotação do motor testadas: $N=900$ r.p.m., $N=1050$ r.p.m. e $N=1160$ r.p.m., mantendo a massa injectada.....	66
Figura 4.13 – Histórias de temperatura no cilindro do motor alimentado a IFO, para as velocidades de rotação do motor testadas: $N=900$ r.p.m., $N=1050$ r.p.m. e $N=1160$ r.p.m., mantendo a massa injectada.....	66
Figura 4.14 – Diagramas p-V no cilindro do motor alimentado a IFO, para as velocidades de rotação do motor testadas: $N=900$ r.p.m., $N=1050$ r.p.m. e $N=1160$ r.p.m. mantendo a massa injectada.....	59
Figura 4.15 – Análise de sensibilidade da influência dos parâmetros $m_p$ e $m_d$ no $\theta$ do pico de pressão do ciclo de operação.....	69
Figura 4.16 – Previsão das emissões e valor máximo permitido por lei para os dois combustíveis, considerando as condições nominais de operação do motor .....	74

Figura 4.17 – Previsão das emissões e valor máximo permitido por lei para uma velocidade inferior à nominal ( $N=900$ r.p.m.), utilizando IFO.....	75
Figura 4.18 – Previsão das emissões e valor máximo permitido por lei para uma velocidade superior à nominal ( $N=1160$ r.p.m.), utilizando IFO.....	75
Figura 4.19 – Comparação da emissão de $\text{NO}_x$ para um ângulo de injeção de $59^\circ$ , $69^\circ$ e $79^\circ$ e o máximo permitido por lei para a velocidade de rotação nominal, utilizando IFO. ....	76

## ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 2.1 – Classes de navios existentes na Marinha Portuguesa .....	9
Tabela 2.2 – Características de operação do motor que equipa a classe «Vasco da Gama» .....	10
Tabela 2.3 – Dimensões referentes a um cilindro do motor considerado.....	11
Tabela 2.4 – Valor máximo de algumas propriedades dos dois combustíveis considerados no presente estudo.....	15
Tabela 2.5 – Propriedades do IFO 380 consideradas .....	16
Tabela 2.6 – Principais simplificações assumidas na literatura e efeito nos resultados .....	26
Tabela 2.7 – Principais emissões provenientes de motores Diesel.....	26
Tabela 2.8 – Preços dos combustíveis em estudo.....	39
Tabela 3.1 – Valores de $m_p$ e $m_d$ considerados para ambos os combustíveis.....	47
Tabela 3.2 – Fracção de combustível queimado na pré-mistura em função da velocidade de rotação.....	48
Tabela 3.3 – Fracção de combustível queimado na pré-mistura em função do tempo de injeção.....	48
Tabela 3.4 – Coeficientes polinomiais .....	49
Tabela 4.1 – Características dos combustíveis relevantes para o modelo .....	53
Tabela 4.2 – Propriedades relevantes para a avaliação dos desempenhos técnico, ambiental e económico.....	53
Tabela 4.3 – Valores nominais de operação.....	54
Tabela 4.4 – Parâmetros do motor utilizando IFO ou <i>Destillate</i> nas condições nominais.....	71
Tabela 4.5 – Parâmetros do motor utilizando IFO nas outras velocidades de rotação consideradas ....	71
Tabela 4.6 – Parâmetros do motor utilizando IFO para os outros tempos de injeção estudados.....	71
Tabela 4.7 – Estimativa dos parâmetros efectivos do motor utilizando IFO e Destillate nas condições nominais.....	72
Tabela 4.8 – Estimativa dos parâmetros efectivos do motor utilizando IFO nas outras velocidades de rotação consideradas .....	72
Tabela 4.9 – Estimativa dos parâmetros efectivos do motor utilizando IFO para os outros tempos de injeção estudados.....	72
Tabela 4.10 – Consumos por combustível durante 1 hora, funcionando o motor à potência máxima..	78

## NOMENCLATURA

### Símbolos latinos

Símbolos latinos	Significado
$c$	Curso do êmbolo (m)
$c_p$	Calor específico a pressão constante (J/(kg·K))
$c_v$	Calor específico a volume constante (J/(kg·K))
$d$	Diâmetro da camisa (m)
$h$	Coefficiente de troca de calor por convecção (W/(m <sup>2</sup> ·K))
$m$	Massa (kg)
$N$	Velocidade de rotação do motor (r.p.m. ou r.p.s)
$p$	Pressão no interior do cilindro (Pa)
$Q$	Calor (J)
$R$	Constante do gás (J/ (kg·K))
$R_{BC}$	Rácio entre o comprimento da biela e o raio da cambota
$R_u$	Constante dos gases ideais (J/(kmol·K))
$T$	Temperatura no interior do cilindro (K)
$T_w$	Temperatura da parede do cilindro (K)
$t$	Tempo (s)
$U$	Energia interna (J)
$V_m$	Velocidade do êmbolo (m/s)
$V$	Volume que se situa acima do êmbolo, no cilindro (m <sup>3</sup> )
$V_{CC}$	Volume da câmara de combustão (m <sup>3</sup> )
$W$	Trabalho (J)

### Símbolos gregos

Símbolos gregos	Significado
$\gamma$	Razão de calores específicos (-)
$\Delta$	Variação
$\varepsilon$	Razão de compressão
$\theta$	Ângulo da cambota (°)
$\lambda$	Coefficiente de excesso de ar (-)
$\rho$	Massa volúmica (kg/m <sup>3</sup> )
$\varphi$	Razão de equivalência (-)

## Índices

<i>d</i>	Difusão
<i>est.</i>	Estequiométrica
<i>p</i>	Pré-mistura

## Glossário de siglas

<i>A/F</i>	Relação ar-combustível (-)
EGR	Exhaust gas recirculation
<i>EI</i>	Índice de emissão (-)
<i>hp</i>	Horse power (cavalos)
IFO	Intermediate fuel oil
NO <sub>x</sub>	Óxidos de azoto
<i>PCI</i>	Poder calorífico inferior (MJ/kg)
PMI	Ponto morto inferior – posição mais baixa que o êmbolo alcança no cilindro
PMS	Ponto morto superior – posição mais elevada que o êmbolo alcança no cilindro
SCR	Selective catalytic reduction
<i>SMD</i>	Diâmetro médio de Sauter (m)
SO <sub>x</sub>	Óxidos de enxofre
UHC	Hidrocarbonetos não queimados

# I – INTRODUÇÃO

## 1 – Motivação

Desde o início dos tempos que o Homem procurou atravessar os mares, tendo inicialmente recorrido a meios rudimentares como a jangada e mais tarde o barco à vela. Por essa altura, a deslocação sobre os mares estava normalmente dependente das condições naturais pois se, por exemplo, os ventos fossem contrários ao trajecto desejado, a travessia tornava-se muito difícil. No século XIX, a revolução industrial permitiu um avanço significativo nesta área. A invenção da máquina a vapor e a sua posterior utilização nos barcos tornava possível que se navegasse contra o vento e contra as correntes.

Iniciou-se uma nova era no dia 4 de Novembro de 1911, dia em que foi lançado às águas o primeiro navio com propulsão Diesel, o *MS Selandia*, dos estaleiros da Burmeister & Wain em Copenhaga, na Dinamarca. O desempenho positivo do *MS Selandia*, navio de transporte de passageiros e de carga, estimulou a companhia Este-Asiática, sua detentora, a substituir por completo os motores a vapor. A adesão de outras companhias à utilização de motores Diesel foi de tal ordem que, mundialmente, se passaram de 300 navios a Diesel em 1914 para 8000 navios em 1940 (Woodyard, 2004).

Desde então, a propulsão Diesel tem dominado as aplicações marítimas, que foram evoluindo sempre tendo em vista um melhor desempenho e uma maior economia de combustível. Só mais recentemente se associou a este objectivo a preocupação ambiental, o que trouxe para primeiro plano a importância do estudo das emissões poluentes.

O presente estudo surge na sequência de um pedido da Marinha Portuguesa ao Departamento de Engenharia Mecânica da Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade Nova de Lisboa, para se avaliar a possibilidade de substituir o combustível que utiliza correntemente nos seus navios, óleo destilado (*Destillate*), por um outro combustível mais económico, mas de características diferentes, denominado *Intermediate Fuel Oil*. A Marinha Portuguesa pretende beneficiar das vantagens económicas da utilização do novo combustível e assegurar simultaneamente que a substituição não compromete o desempenho dos navios e ainda que não se ultrapassam os limites legais de emissão de poluentes. As diferenças entre os dois combustíveis verificam-se na sua massa volúmica e viscosidade, bem como no seu número de cetano, poder calorífico inferior e teor em enxofre.

O estudo que conduzirá à resposta da questão colocada pela Marinha será necessariamente complexo e previsivelmente demorado. Assim, este trabalho será uma primeira abordagem que

permita obter resultados preliminares que possam motivar futuros trabalhos, orientados para a resposta final no que respeita à viabilidade da mudança de combustível em motores Diesel marítimos.

## 2 – Contribuição do presente trabalho

A simulação do funcionamento dos motores recorrendo à modelação dos fenómenos que ocorrem num cilindro durante um ciclo de operação, tem sido uma ferramenta utilizada extensivamente nas últimas décadas com o objectivo de melhorar quer o desempenho energético quer ambiental dos motores. Existem diferentes tipos de modelos que são utilizados para o efeito, diferindo uns dos outros na sua complexidade. No presente estudo utiliza-se um modelo fenomenológico, pouco exigente computacionalmente, mas capaz de produzir resultados realistas.

Modelos fenomenológicos são modelos que recebendo informação relativa à geometria do motor, ao combustível e ao ciclo de funcionamento, calculam as histórias de pressão e temperatura ao longo de um ciclo de operação do motor. Para obter estes resultados, recorrem a sub-modelos que descrevem acontecimentos específicos do ciclo, como a adição de calor devido à combustão e a perda de calor pelas paredes do cilindro.

O objectivo deste trabalho é o desenvolvimento de um modelo fenomenológico para o estudo das fases de compressão, combustão e expansão de um motor Diesel que equipa as embarcações da classe «Vasco da Gama» da Marinha Portuguesa (motor semi-rápido e de dimensão média-grande) para avaliar alterações no desempenho associadas a mudança de combustível. Em particular considera-se a mudança de *Destillate* para *Intermediate Fuel Oil* (IFO). O modelo permite obter as histórias de pressão e temperatura a partir do calor específico, poder calorífico inferior, massa volúmica e massa molar do combustível e características geométricas e operacionais do motor. A validação do modelo é feita comparando os resultados com os da literatura, obtidos por outros modelos aplicados a outros combustíveis. A partir das histórias de pressão e temperatura, obtêm-se em pós-processamento estimativas das emissões de óxidos de azoto e enxofre ( $\text{NO}_x$  e  $\text{SO}_x$ , respectivamente) que são os poluentes regulados de forma mais exigente pela legislação. O propósito do desenvolvimento do modelo fenomenológico é estudar diferenças na operação com os dois combustíveis, para distintos tempos de injeção e velocidades de rotação. O modelo distingue os combustíveis pela composição química, massa volúmica, poder calorífico inferior, número de cetano e massa molar. Não se inclui neste grupo de parâmetros a viscosidade porque se considera que submetendo o IFO a um processo de pré-aquecimento se consegue que ele obtenha a viscosidade do *Destillate*. Esta consideração terá efeito nas modelações da adição e da perda de calor pois um combustível mais viscoso produz picos de pressão menores (Ejim *et al.*, 2007) e a transferência de calor desde o interior do cilindro para as paredes é afectada pela viscosidade do combustível. Estes dois efeitos não são então visíveis nos resultados obtidos e tal opção será explicada em maior detalhe na secção II.

A regulamentação das emissões por parte de motores e, mais especificamente, por parte de motores de navios, tem vindo a tornar-se cada vez mais exigente pelo que se torna necessário estudar formas de cumprir continuamente essa regulamentação. Podem considerar-se a mudança combustível, alterações na operação do navio e tratamento dos gases de escape. Neste trabalho são estudadas duas possíveis intervenções sobre as emissões resultantes da utilização do novo combustível: redução catalítica selectiva (SCR) e dessulfurização a seco dos gases da combustão.

A contribuição para o estudo da viabilidade ambiental é feita através da estimativa da emissão de  $\text{NO}_x$  e  $\text{SO}_x$ . As emissões destes poluentes encontram-se regulamentadas pelo Decreto-lei n.º1/2008 de 9 de Janeiro. A estimativa dos  $\text{NO}_x$  é conseguida através do programa Cantera, na sua interface para MATLAB (Goodwin, 2001), considerando-se que o combustível não possui na sua composição azoto, pelo que a quantidade de  $\text{NO}_x$  encontrada será apenas dependente da quantidade de azoto presente no ar, na combustão. O Cantera implementa o GRI-Mech 3.0, um mecanismo químico de combustão detalhado e optimizado de 53 espécies químicas e 325 reacções, tendo essas reacções sido estudadas em laboratório para se obterem as constantes associadas às mesmas. No estudo das emissões de  $\text{SO}_x$ , considerou-se que todo o enxofre presente no combustível é convertido em  $\text{SO}_2$ .

Finalmente, as considerações de índole económica, decorrem da comparação directa dos custos dos dois combustíveis e verificação dos custos adicionais que podem surgir no processo de mudança de combustível, nomeadamente a aquisição de equipamentos anti-poluentes. Não faz parte do âmbito deste trabalho considerar aspectos como os custos de manutenção dos novos equipamentos e a previsão da evolução da economia.

### **3 – Limitações do presente trabalho**

O estudo é realizado recorrendo apenas a simulações computacionais pois um estudo experimental comportaria custos elevados. Parte-se da hipótese de que o motor consegue operar com ambos os combustíveis, após pequenas alterações. Assim, não se alteram as dimensões do motor. O modelo fenomenológico é zero-dimensional, ou seja, a pressão e a temperatura apenas variam no tempo e são homogéneas no interior do cilindro.

Do ponto de vista técnico, as limitações do estudo efectuado estão no modelo fenomenológico desenvolvido. O modelo não considera a variação espacial das propriedades do fluido no interior do cilindro e, além disso, utiliza sub-modelos simplificados para a descrição da adição e da perda de calor que não levam em consideração determinados aspectos importantes, como o diâmetro da gota injectada e o efeito da sobreposição da abertura de válvulas. Existem estudos em que os parâmetros de modelos teóricos são ajustados para coincidirem com os resultados práticos, mas não se encontraram modelos puramente teóricos, sem validação experimental.

Do ponto de vista ambiental existem também limitações, nomeadamente o facto de só se estudarem as emissões de  $\text{NO}_x$  e  $\text{SO}_x$  apesar de a operação do navio estar certamente na origem de



mais poluentes. O facto de terem sido apenas considerados o custo dos combustíveis e a utilização de equipamentos anti-poliuição, eventualmente necessários, sem atender a outros custos como os de manutenção, por exemplo, constitui certamente uma importante limitação ao estudo económico.

#### 4 – Sumário do trabalho

Na secção I faz-se uma revisão bibliográfica, com particular incidência na viabilidade técnica e ambiental. Na secção II descreve-se o modelo sintetizado para simular o funcionamento de um cilindro do motor que equipa a embarcação pretendida, bem como os pormenores relacionados com a resolução das equações que o compõem. Descrevem-se também os métodos utilizados para a obtenção das estimativas das emissões de  $\text{NO}_x$  e de  $\text{SO}_x$ , através de uma breve abordagem ao código utilizado no programa Cantera.

O modelo desenvolvido para simular os acontecimentos num cilindro do motor pode ser, de um modo mais geral, dividido em duas fases, sendo a primeira os inputs que o utilizador fornece ao modelo e a segunda as equações que constituem o modelo, bem como a sua resolução (Figura 1.1).

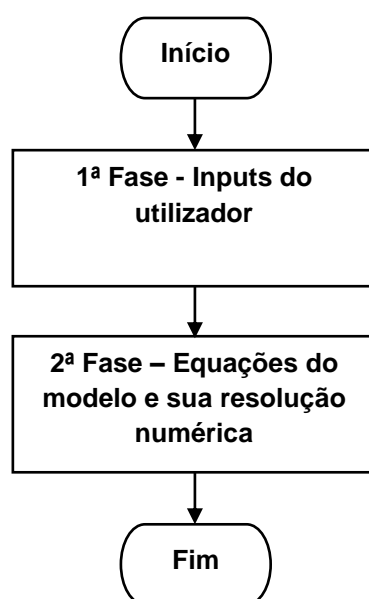


Figura 1.1 – Fluxograma geral do modelo fenomenológico desenvolvido.

Numa primeira fase o modelo é alimentado com informações relativas ao combustível a ser estudado, nomeadamente a sua massa molar ( $M$ ), poder calorífico inferior ( $PCI$ ), massa volúmica ( $\rho$ ), número de cetano ( $CN$ ) e composição química e ainda ao motor que é utilizado, quer nas suas dimensões (curso que percorre o êmbolo ( $c$ ), diâmetro da camisa ( $d$ ), rácio entre o comprimento da biela e o diâmetro da cambota ( $R_{BC}$ ), taxa de compressão ( $\epsilon$ ), volume residual ( $V_{CC}$ ), área de troca de calor ( $A(\theta)$ ) e volume acima do êmbolo ( $V(\theta)$ ), quer em alguns parâmetros de operação como a sua velocidade de rotação ( $N$ ), momento de injeção ( $\theta_{inj.}$ ), caudal mássico injectado por ciclo ( $\dot{m}$ ) e a sua

duração de injeção ( $\Delta\theta$ ). Para além disso deve também ser indicado no modelo a que ângulo corresponde o momento inicial( $\theta_i$ ) e o final ( $\theta_f$ ) que se pretendem, bem como a distância entre dois pontos estudados consecutivos ( $\Delta\theta_i$ ). A última informação que o modelo recebe nesta primeira fase é os valores de pressão e temperatura tidos como condições iniciais ( $p(\theta_i)$  e  $T(\theta_i)$ ) (Figura 1.2).

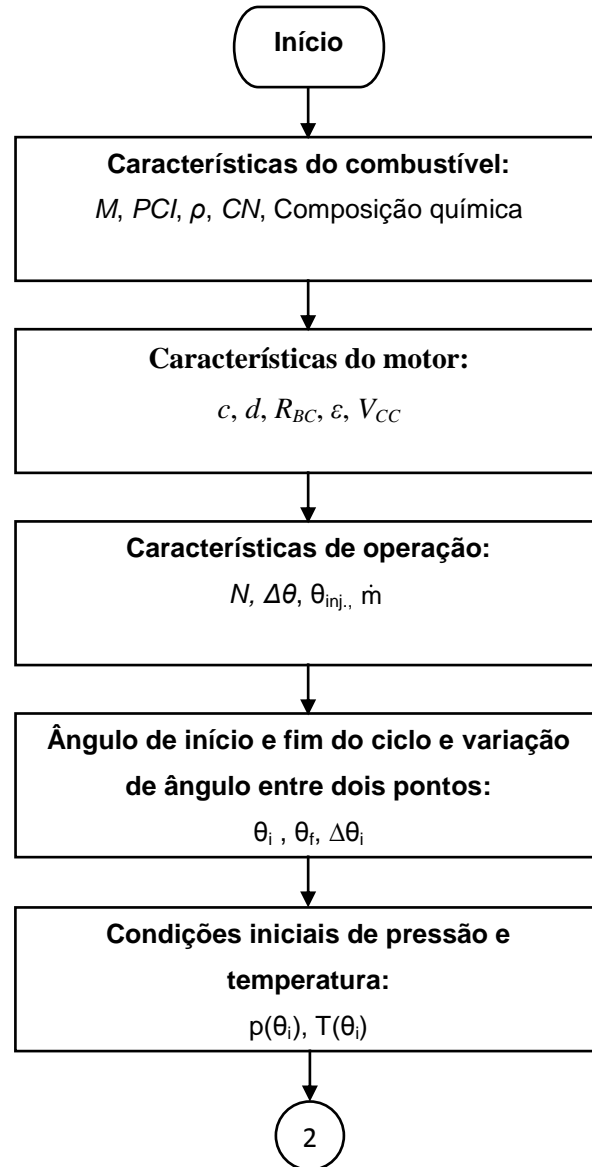


Figura 1.2 –Fluxograma de pormenor da primeira fase do modelo fenomenológico desenvolvido.

Numa segunda fase (Figura 1.3), o modelo vai registando os valores de pressão e temperatura em cada ângulo de cambota considerado. O modelo é válido entre o momento do fecho da válvula de admissão e o momento de abertura da válvula de escape. Assim, inicialmente é avaliado se o ângulo em que o modelo se encontra é antes ou depois do momento de injeção. Enquanto o ângulo for anterior ao momento de injeção, a pressão no interior do cilindro vai aumentando devido à compressão e, seguidamente, avalia-se a perda de calor para o exterior do cilindro através da implementação do sub-modelo de Woschini (Martins, 2006), típico de motores Diesel. A equação que

permite obter a história de pressão no interior do cilindro é resolvida numericamente recorrendo ao método de Runge-Kutta de 4ª ordem, o que se justifica por a variação de pressão no cilindro depender da própria pressão. Em seguida avança-se o ângulo, de acordo com o passo pré-definido.

Quando o ângulo em que o modelo se encontra for superior relativamente ao ângulo de injeção, mas ao mesmo tempo inferior à soma desse ângulo com a duração da injeção, passam a considerar-se ganhos de calor devido à ocorrência da combustão. A combustão é simulada recorrendo a uma função de Wiebe dupla que permite considerar a combustão Diesel como estando dividida em duas fases, fase de pré-mistura e fase de difusão. As perdas de calor são consideradas da forma anteriormente mencionada, resolvendo-se de novo as equações, recorrendo-se ao método de Runge-Kutta de 4ª ordem.

Finalmente, e de acordo com o definido pela função de Wiebe dupla, após a injeção terminar, os ganhos devido à combustão tornam-se decrescentes, repetindo-se a avaliação da perda de calor para o exterior do cilindro através da implementação do sub-modelo de Woschini (Martins, 2006). Quando o modelo chega ao ângulo final pretendido, organiza os valores de pressão e temperatura que recolheu, de forma a traçar as histórias de pressão e temperatura que ocorrem no interior do cilindro.

Na secção III apresentam-se os resultados da aplicação do modelo a um grande motor Diesel semi-rápido. Estes resultados foram comparados com outros existentes na literatura, nomeadamente os obtidos por Sarvi et al. (2008a) b), Sakhrieh *et al.* (2010), Sarvi e Zevenhoven (2010) e Larbi e Bessrouir (2010). Sarvi *et al.* (2008) e Sarvi e Zevenhoven (2010) trabalharam com um motor semelhante ao do presente estudo (grande motor Diesel, semi-rápido de grandes dimensões) alimentado com fuelóleo leve e pesado (LFO e HFO, respectivamente) e obtiveram picos de pressão de aproximadamente 200 bar.

Considerou-se seguidamente a variação das propriedades do combustível: poder calorífico inferior, massa volúmica, massa molar, número de cetano e composição química, bem como dos parâmetros de operação do motor: tempo de injeção (em ângulo de cambota,  $\Delta\theta$ ) e ainda velocidade de rotação. Posteriormente, apresentam-se os resultados das emissões de  $\text{NO}_x$  e  $\text{SO}_x$ . Os picos de pressão e temperatura obtidos neste estudo são de 164 bar e de 3170 K para IFO, que ocorre 12° após o êmbolo passar no ponto morto superior e de 168 bar e 2316 K para o *Destillate*, que ocorre 13° após o êmbolo passar no ponto morto superior, o que está de acordo com os dados da literatura para este tipo de motores. O momento em que ocorreram os picos (12 e 13° para IFO e *Destillate* respectivamente) parece acontecer mais próximo do Ponto Morto Superior relativamente ao esperado para motores Diesel, que seria acima de 20° após o Ponto Morto Superior (Martins, 2006). Assim, após uma análise das equações utilizadas no modelo desenvolvido, fez-se uma análise de sensibilidade a alguns dos parâmetros utilizados na função de Wiebe dupla. Concluiu-se que utilizar  $m_p=4,3$  e  $m_d=2,3$  produziria um instante do pico de pressão mais próximo da realidade.

A conclusão principal deste trabalho é, então, que as hipóteses simplificativas adoptadas no desenvolvimento do modelo fenomenológico não são abusivas sendo possível obter resultados que

consideramos próximos da realidade. Os resultados obtidos para IFO em termos de pico de pressão e temperatura, com a variação dos parâmetros velocidade de rotação e tempo de injeção, sugerem que será possível a obtenção de performances semelhantes após a mudança de combustível.

Para ambos os combustíveis e para as várias condições de operação testadas supera-se o limite legal previsto para as emissões de  $\text{NO}_x$ , verificando-se também níveis de  $\text{SO}_x$  proibidos nas zonas de controlo de emissões. Zonas de controlo de emissões de  $\text{SO}_x$  são zonas nas quais é necessário que os navios adoptem medidas especiais de carácter obrigatório para prevenir, reduzir e controlar a poluição atmosférica por emissões  $\text{SO}_x$  e os seus consequentes impactos negativos nas zonas terrestres e marítimas. Assim, será necessário actuar de forma a diminuir as emissões (Decreto-lei nº 1/2008).

Nas conclusões apresentam-se também algumas sugestões para trabalho futuro.

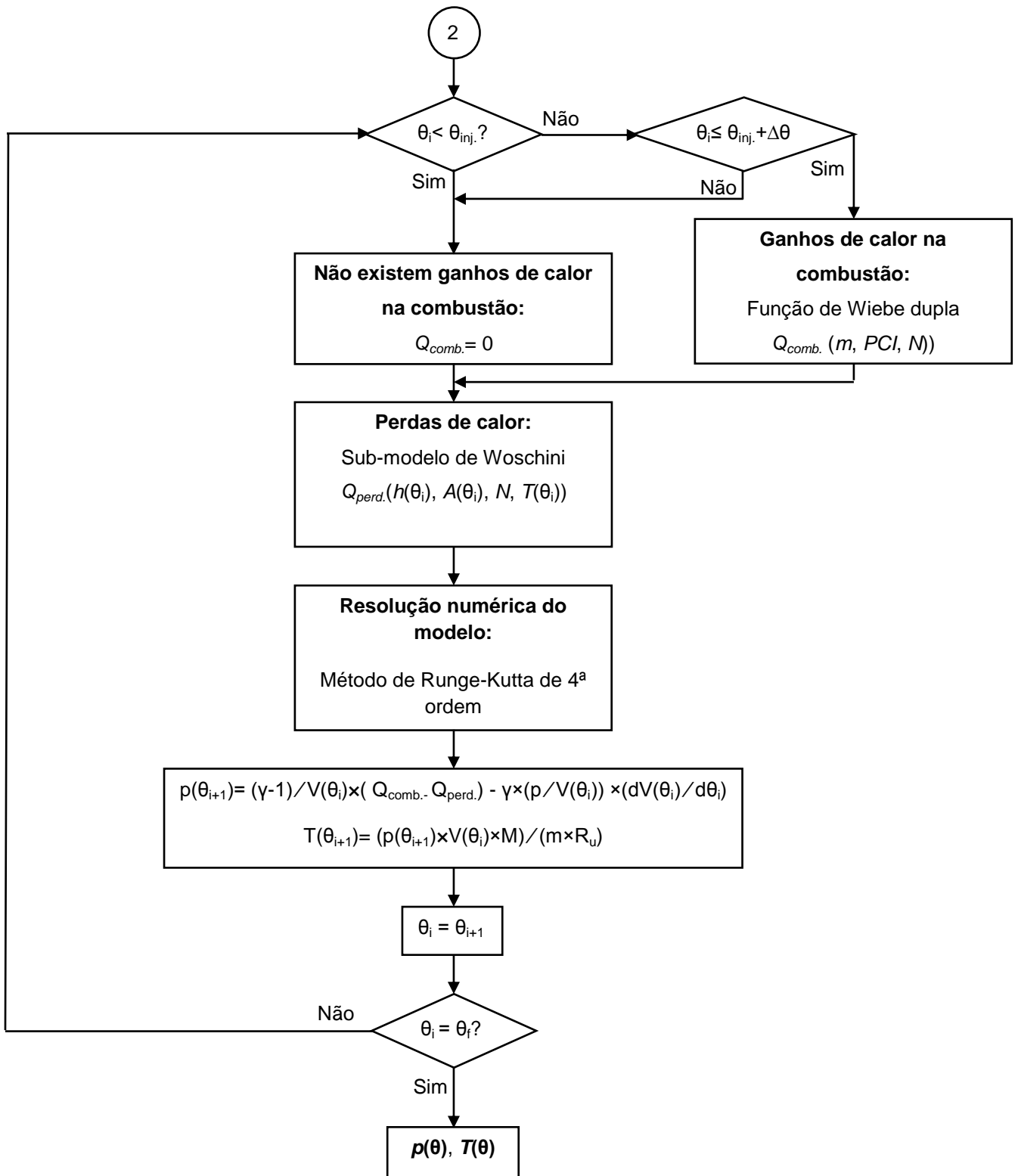


Figura 1.3 – Fluxograma de pormenor da segunda fase do modelo fenomenológico desenvolvido.

## II – REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 1 – Aspectos técnicos

#### 1.1 – Os navios da Marinha Portuguesa

O estudo da possibilidade da substituição do combustível utilizado pela Marinha Portuguesa pressupõe o conhecimento de algumas características de operação dos navios da Marinha, bem como dos motores que os equipam e ainda das consequências que possam resultar dessa substituição.

O combustível que é avaliado como possível substituto do utilizado pela Marinha Portuguesa é utilizado actualmente pela Marinha Mercante. Contudo, devido às diferentes exigências de operação que os dois casos apresentam, a possível substituição de combustível deve ser cuidadosamente estudada. Assim, se as embarcações da Marinha Mercante operam normalmente a velocidade baixa e constante, a Marinha Portuguesa tem uma exigência superior em termos de fiabilidade e de operação com mudanças repentinas na velocidade de deslocação, pois isso pode ter impacto em vidas humanas.

A Marinha Portuguesa possui uma série de navios que são, consoante o tipo de propulsão que utilizam, divididos por classes (Tabela 2.1).

Tabela 2.1 – Classes de navios existentes na Marinha Portuguesa. Fonte: Marinha Portuguesa. (n.d.)

Classe de Navios	Tipo de propulsão
Vasco da Gama	2 Motores Diesel MTU – 4420 <i>hp</i> cada 2 Turbinas a Gás GELM – 26 500 <i>hp</i> cada
Cacine	2 Motores MTU 12 V 538 TB80 Diesel
D. Carlos	2 Motores eléctricos “General Electric” – propulsão 4 Motores geradores “Caterpillar” – produção de energia 1 Motor eléctrico “General Electric” – propulsão de proa
Albatroz	2 Motores Cummins Diesel – 50 – M2
Baptista de Andrade	2 Motores OEW Pielstick 12 Pc2.2 V 400 Diesel
Argos	2 Motores MTU 12V 396 TB84 Diesel
João Coutinho	2 Motores OEW Pielstick 12 Pc2.2 V 400 Diesel
Centauro	2 Motores Cummins KTA – 50 – M2
Andrómeda	1 Motor Diesel MTU 12 V 396 TC

Neste estudo aborda-se apenas a classe de navios «Vasco da Gama», o que se justifica porque:

- Têm redundância de meios de propulsão pelo que a ocorrer qualquer imprevisibilidade nas operações com o novo combustível, IFO, o navio não ficaria impossibilitado de manobrar;
- São a classe cujos motores Diesel têm maior potência, depois da classe «Baptista de Andrade». Assim a vantagem económica decorrente da mudança de combustível será de maior importância do que a que se observaria, por exemplo, nos navios da classe «Argos». Registe-se que os navios da classe «Vasco da Gama» estão equipados com dois motores da MTU de 4420 *hp* ou 3250 kW/motor, considerando 1 *hp*=0,7355 kW.

O facto de alguns dos navios utilizarem dois sistemas de propulsão é algo frequente nos dias de hoje, utilizando para o seu funcionamento normal o motor Diesel, com possibilidade de ligar a turbina a gás numa emergência (Woodyard, 2004).

## 1.2 – Os motores utilizados pela classe «Vasco da Gama»

O motor utilizado pela classe «Vasco da Gama» apresenta as seguintes características de operação e geométricas (Tabela 2.2 e 2.3):

Tabela 2.2 – Características de operação do motor que equipa a classe «Vasco da Gama». Fonte: Marinha Portuguesa (n.d.)

Característica	Valor
Modelo	MTU 12V 1163 TB 83
Potência máxima contínua	3250 kW
Potência máxima intermitente	3600 kW
Velocidade máxima de rotação contínua	1160 r.p.m.
Velocidade máxima de rotação intermitente	1200 r.p.m.
Consumo específico (IFO)	233 g / kWh
Pressão de sobrealimentação	2,7 bar a 3,2 bar
Pressão de injeção	350 bar
Lei de avanço à injeção	13 ° de avanço ao PMS
Duração da injeção	69 °

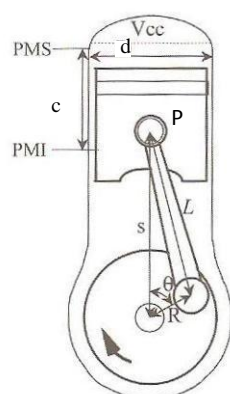
Tabela 2.3 – Dimensões referentes a um cilindro do motor considerado.

Variável	Valor	Unidades
Curso do motor, $c$	0,280	m
Diâmetro da camisa, $d$	0,230	m
Volume residual, $V_{CC}$	$13,3 \times 10^{-4}$	$m^3$
Taxa de compressão, $\varepsilon$	9,75	-
Rácio entre o comprimento da biela e o raio da cambota, $R_{bc}$	8	-

Conforme informação fornecida pela Marinha em Dezembro de 2011, a velocidade de rotação varia, em operação nominal, entre 930 e 1050 r.p.m.. De acordo com essa informação, foi escolhido para o presente estudo o valor de 1050 r.p.m. para velocidade nominal de operação, sendo utilizados os valores de 900 e 1160 r.p.m. para a simulação da diminuição e do aumento da velocidade de rotação.

### 1.3 – Motores de ignição por compressão

É então necessário estudar na sua especificidade o motor de combustão interna que é utilizado pela classe «Vasco da Gama». Os motores de combustão interna desempenham um papel fulcral em diversos campos da sociedade, desde o transporte de pessoas e mercadorias até à sua utilização em ambientes industriais. O seu funcionamento consiste no queimar de um combustível, para poder desenvolver trabalho aproveitável. Apesar de algumas diferenças entre si, os motores são constituídos na globalidade por diversos componentes que são semelhantes, como os cilindros que se podem considerar constituídos por (Figura 2.1):



- $d$  – Diâmetro da camisa;
- $P$  – pistão;
- $c$  – Curso do êmbolo;
- $PMS$  – Ponto Morto Superior (ponto mais alto que o êmbolo atinge durante o ciclo);
- $PMI$  – Ponto Morto Inferior (ponto mais baixo que o êmbolo atinge durante o ciclo);
- $L$  – Comprimento da biela;
- $R$  – Raio da cambota;
- $V_{CC}$  – Volume da câmara de combustão (volume residual, que se verifica quando o êmbolo se encontra no PMS).

Figura 2.1 – Cilindro de motor de combustão interna. Fonte: Martins (2006), (adaptado)



A classificação dos motores pode ser feita de acordo com diversos parâmetros (Martins, 2006) entre os quais o ciclo de operação, o tipo de ignição do combustível, a potência e a velocidade de rotação do motor. O motor utilizado na classe «Vasco da Gama» é um grande motor Diesel de 12 cilindros dispostos em V, semi-rápido a 4 tempos.

Segundo o ciclo de operação, os motores podem ser classificados como motores a 2 tempos e a 4 tempos. A grande diferença está no facto de o motor a 4 tempos ter o seu ciclo de operação dividido em quatro momentos específicos (admissão, compressão, expansão e escape) enquanto o motor a 2 tempos o tem em dois momentos (combustão/expansão e escape no primeiro e transferência e compressão/admissão no segundo). Os motores a 2 tempos seriam, teoricamente, capazes de produzir o dobro da potência dos motores a 4 tempos, contudo, devido a perdas e imperfeições no sistema, essa vantagem de potência está limitada a um máximo de 1,8 (Heywood, 1988).

Segundo o tipo de ignição do combustível, os motores designam-se como motores de ignição por faísca e de ignição por compressão, sendo cada tipo de ignição específico do combustível utilizado, nomeadamente gasolina e gasóleo. A diferença na utilização de cada combustível está também na forma como ele é injectado no cilindro do motor. Geralmente a gasolina é misturada com ar antes de entrar no cilindro e a ignição dessa mistura dá-se através de uma faísca que ocorre durante o ciclo de operação do motor. O gasóleo só é misturado com ar já no interior do cilindro, pouco antes da ignição, que acontece devido à compressão que a mistura sofre.

Assim, o motor a 4 tempos que funciona através de ignição por compressão, opera de acordo com o esquema da Figura 2.2, no qual:

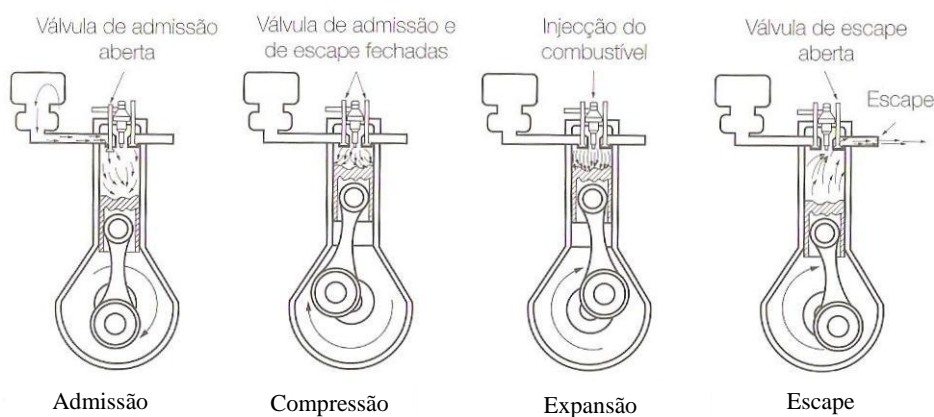


Figura 2.2 – Ciclo de funcionamento de motor a 4 tempos. Fonte – Adaptado de Coelho e Costa (2007)

Primeiro tempo – Admissão: O êmbolo parte de PMS descendo até PMI. A válvula de admissão encontra-se aberta durante este período, admitindo ar puro dentro do cilindro, enchendo-o.

Segundo tempo – Compressão: Com ambas as válvulas fechadas, o êmbolo sobe até PMS, comprimindo os gases (ar e gases de escape residuais) que se encontram no cilindro.

Terceiro tempo – Combustão e Expansão: Começando no PMS ou antes, o combustível é injectado no interior do ar quente, inflamando-se em contacto com este. A injeção (e a combustão) continua durante parte da descida do êmbolo, sendo este o tempo motor.

Quarto tempo – Escape: Num motor Diesel a válvula de escape abre-se tipicamente 10 a 15° antes de o êmbolo chegar ao PMI, permitindo que os gases queimados sejam descarregados para a atmosfera, através do sistema de escape durante a subida do êmbolo.

Um motor designa-se como grande motor Diesel se tiver uma potência superior a 500 kW, sendo posteriormente classificado de acordo com algumas das suas características como lento, semi-rápido e rápido (Martins, 2006). Estas características são a potência, a velocidade de rotação a que pode operar, o diâmetro de um cilindro, a relação peso/potência que apresenta e ainda a sua pressão média efectiva. Por serem motores compactos, bem como por serem relativamente leves, os motores semi-rápidos (Figura 2.3) constituem uma opção bastante atractiva. Os grandes motores Diesel são muito utilizados, por exemplo, em aplicações marítimas (Desbazeille *et al.*, 2010).

O motor semi-rápido a quatro tempos garante uma melhor relação potência/peso e potência/dimensões, o que permite a obtenção de motores economicamente mais acessíveis a nível de investimento inicial para o mesmo valor de potência. O facto de se obterem valores de velocidade maiores relativamente a motores mais lentos, vai implicar a necessidade de utilização de uma caixa de velocidades e acoplamentos flexíveis o que vai também significar a utilização de cilindros menores mas em maior quantidade, resultando numa maior necessidade de manutenção.

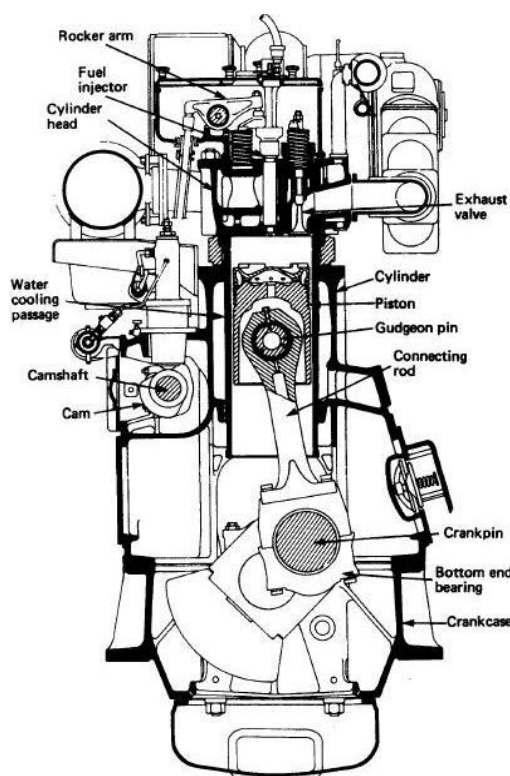


Figura 2.3 – Exemplo de motor Diesel Semi-Rápido. Fonte: Taylor (1996)

A propulsão de navios pode ser conseguida de forma simples ou combinada. A forma simples consiste na utilização de apenas um meio de propulsão, quer seja uma turbina, quer seja um motor de combustão interna, enquanto a forma combinada consiste na utilização de um meio de propulsão para as deslocações regulares, havendo a possibilidade de se recorrer a um método adicional para uma deslocação mais rápida. Este caso é típico de um navio de guerra, que pode necessitar de alterar a sua velocidade de deslocação num curto espaço de tempo para escapar a ataques inimigos.

No caso da marinha de guerra, a forma de propulsão utilizada é frequentemente a turbina de gás por ter uma potência superior relativamente ao motor Diesel. No caso da marinha mercante, o objectivo de economizar leva à utilização de combustíveis menos dispendiosos, de pior qualidade, o que conduz à opção por motores Diesel.

As duas principais características de um motor Diesel marítimo são a sua fiabilidade e a sua eficiência (Lamaris e Hountalas, 2010), pois qualquer falha ou avaria pode ter consequências muito graves que afectam a segurança da embarcação bem como dos seus ocupantes. Os motores de injeção directa têm sido os que apresentam melhores resultados, quer ao nível da economia no consumo de combustível quer ao nível da emissão de poluentes, no entanto, continuam a desenvolver-se estudos tendo em vista uma melhoria contínua.

A capacidade de queimar diferentes tipos de combustível tais como fuelóleo leve e fuelóleo pesado (*LFO* e *HFO*), entre outros, tem-se tornado um objectivo de projecto para motores grandes de velocidade média (Sarvi e Zevenhoven, 2010). Esta tendência para motores multi-combustível esteve na origem da manutenção das características geométricas do motor em cada simulação efectuada neste trabalho. Contudo, deve referir-se que se esperam resultados diferentes de combustão ao nível do pico de pressão alcançado, em consonância com os resultados obtidos por Maeda *et al.* (1975), apesar desse estudo ter sido realizado para medir o efeito de propriedades específicas como a viscosidade do combustível e a sua compressibilidade.

#### **1.4 – Os combustíveis - *Destillate* e IFO**

O combustível correntemente utilizado nas embarcações da marinha é um combustível destilado, com características específicas que são estipuladas pela Marinha Portuguesa (Tabela 2.4):

Tabela 2.4 – Valor máximo de algumas propriedades dos dois combustíveis considerados no presente estudo.

Fonte – Adaptado de Marinha Portuguesa. (n.d.).

Propriedade	<i>Destillate</i>	IFO
Massa volúmica a 15°C (kg/m <sup>3</sup> )	860	991,0
Viscosidade cinemática a 40°C (mm <sup>2</sup> /s)	14	750,0
Cinzas [% (m/m)]	0,01	0,15
Enxofre [% (m/m)]	3,05	4,5
Água [% (v/v)]	0,3	0,5
Número de cetano (-)	57	50
Ponto de inflamação (° C)	60 (mínimo)	60 (mínimo)
Carbono [% (m/m)]	86,61	85,24
Hidrogénio [% (m/m)]	11,34	11,76
<i>PCI</i> (MJ/kg)	42,42	41,43

Estes valores estão de acordo com a norma NP ISO 8217 (2002) que especifica as características dos produtos petrolíferos que são utilizados pela Marinha, regulando não só o combustível destilado que é actualmente utilizado, mas também os combustíveis residuais que podem ser usados, incluindo o *Intermediate Fuel Oil*. Os designados *Intermediate Fuel Oils* (IFO's), são fuelóleos pesados contendo uma percentagem (2% ou 12%) de óleo destilado (*Destillate*), classificados segundo a sua viscosidade cinemática medida a 50°C, em unidades de mm<sup>2</sup>/s. São sobretudo utilizados pela marinha mercante, enquanto os navios da Marinha Portuguesa usam *Destillate*. O IFO é menos dispendioso mas também mais difícil de queimar, além de conter maior percentagem de enxofre. A dificuldade da queima assume uma importância maior quando se passa da operação em regime permanente da marinha mercante para o regime muito mais variável de operação dos motores da Marinha Portuguesa. Uma eventual conversão dos navios da Marinha não poderá comprometer a sua eficácia operacional e, preferencialmente, não deverá aumentar os impactos ambientais (em termos de fuligem, hidrocarbonetos não queimados (UHC), monóxido de carbono (CO), óxidos de azoto (NO<sub>x</sub>), etc.). A quantidade adicional de SO<sub>x</sub> que irá aparecer nos gases de escape pressupõe investimento em equipamento de dessulfurização e custos adicionais de manutenção.

A norma que especifica as características dos produtos petrolíferos, na sua versão internacional, contempla ainda a fórmula de cálculo que deve ser utilizada para se obter o valor do poder calorífico inferior do combustível (*PCI*), obtido de acordo com o seu conteúdo em alguns parâmetros. O conhecimento do *PCI* é importante, pois é este parâmetro que indica a energia contida por unidade de massa do combustível, e pode ser obtido pela utilização da expressão descrita na norma ISO 8217 (2005):

Para o *Destillate*:

$$PCI = (46,423 - 8,792 \times 10^{-6} \rho^2 + 3,15 \times 10^{-3} \rho) \times [1 - 0,01(w_w + w_a + w_s)] + 0,0942w_s - 0,024w_w \quad (2.1)$$

Por sua vez, para o IFO:

$$PCI = (46,704 - 8,802 \times 10^{-6} \rho^2 + 3,167 \times 10^{-3} \rho) \times [1 - 0,01(w_w + w_a + w_s)] + 0,0942w_s - 0,02449w_w \quad (2.2)$$

Nas quais  $w_w$  corresponde ao conteúdo em água do combustível,  $w_a$  corresponde ao conteúdo em cinzas e  $w_s$  corresponde ao conteúdo de enxofre, todos expressos em base mássica % (m/m).

De forma a tentar o mais possível aproximar este estudo da realidade, procurou-se valores de uma amostra do combustível IFO, sendo consideradas para este estudo as características presentes na Tabela 2.5, como descritas por Coelho e Costa (2007).

Tabela 2.5 – Propriedades consideradas do IFO 380. Adaptado de Coelho e Costa (2007)

Propriedade	Valor
Massa volúmica a 25° C (kg/ m <sup>3</sup> )	939
Análise elementar:	
Carbono [% (m/m)]	84,76
Hidrogénio [% (m/m)]	11,23
Enxofre [% (m/m)]	3,99
<i>PCI</i> [MJ/kg]	40,59
(A/F) esteq. massa [kg/kg]	13,80

Como se verifica nas Tabelas 2.4 e 2.5, os dois combustíveis possuem diferenças nas suas propriedades pelo que previsivelmente a utilização de ambos terá consequências diferentes quer a nível técnico (desempenho), quer a nível ambiental (poluentes emitidos). O ponto de inflamação é um indicador da volatilidade do combustível e indica a temperatura mínima que deve ocorrer para que o combustível arda. O IFO é um combustível mais denso, mais viscoso, com menor *PCI* e com um teor de cinzas superior relativamente ao combustível destilado correntemente utilizado. Assim, prevê-se que a utilização de IFO produza menor pressão durante o seu ciclo operativo pois sendo um combustível mais difícil de queimar, obtêm-se picos de pressão e temperatura inferiores aos obtidos para *Destillate* para iguais parâmetros de operação. O seu superior teor em enxofre poderá tornar necessária a aquisição de equipamentos de dessulfurização.

A utilização de dois combustíveis diferentes num mesmo motor e nas mesmas condições de operação, foi estudada por outros autores (Ejim *et al.*, 2007). Obtiveram picos de pressão menores para o combustível mais viscoso, pelo que é expectável que o mesmo se venha a verificar no presente estudo. Como se verá na secção IV, é isso que acontece.

Para uma melhor percepção das diferenças de comportamento que ocorrem pela utilização dos dois combustíveis, devem ser avaliados os processos a que estão sujeitos ao serem utilizados no motor, nomeadamente o processo de atomização do combustível, o processo de injeção, e o próprio processo de combustão. Os processos de atomização e injeção influenciam a mistura entre o ar e o combustível e ganham especial relevância devido à formação da mistura ar-combustível ser muito importante na combustão Diesel (Hiroyasu, 1985). Todos estes processos já se encontram amplamente estudados na literatura.

### 1.5 – Considerações sobre a injeção

No funcionamento de um motor Diesel a injeção é um dos processos mais importantes, pois é uma das formas de controlar a combustão e, de forma inerente, o desempenho do motor. Os parâmetros de injeção a controlar podem ir desde a distribuição de tamanho-de-gota de combustível que é injectada no cilindro, até ao tempo disponível para o injectar de toda a massa de combustível de um ciclo. O combustível no motor Diesel passa por alguns processos que são sumariamente descritos por Argachoy e Pimenta (2005):

*O combustível é injectado na câmara de combustão ligeiramente antes do timing de combustão desejado, à medida que o pistão alcança o final do tempo de compressão. O combustível líquido atomiza em gotas pequenas, evapora e mistura-se com o ar quente e comprimido da câmara de combustão. Devido à temperatura do ar e pressão existente serem superiores ao ponto de ignição do combustível, ocorre ignição espontânea do mesmo após um curto atraso. Após o atraso à ignição, o processo de combustão Diesel subsequente é frequentemente dividido em duas etapas. Durante a etapa inicial o combustível que está misturado com o ar no limite de inflamabilidade arde rapidamente, denominando-se esta como a fase de pré-mistura, estando associada com elevadas taxas de libertação de calor para poucos graus de movimento da cambota.*

Hoje em dia, a tecnologia de injeção directa tem-se tornado cada vez mais popular em motores de ignição por compressão (Desantes *et al.*, 2004; Dhuchakallaya e Watkins, 2010). Os motores que utilizam injeção directa caracterizam-se por uma economia superior de combustível quando comparados com os de injeção indirecta ou com câmara de turbulência (Dhuchakallaya e Watkins, 2010).

O objectivo principal do sistema de injeção é conseguir produzir pequenas gotas de combustível que mais facilmente possam ser utilizadas nos processos subsequentes. Como durante a injeção as gotas de combustível não são necessariamente do mesmo tamanho, utiliza-se frequentemente para caracterizar *sprays* (nuvens-de-gotas) de combustíveis líquidos o *Sauter Mean Diameter (SMD)*, que é definido como o diâmetro que teria uma gota esférica com o mesmo rácio volume/área de superfície das gotas da nuvem produzida pelo injector em estudo. Por seu lado, o *SMD* é influenciado pelas propriedades do fluido atomizado e pelo atomizador, pelo desenho do bocal e pelas condições de operação (Semião *et al.*, 1996).

O processo de atomização consiste em fraccionar jactos do fluido em pequenas gotas passando o combustível num bocal com um ou mais orifícios de saída, designado por atomizador. Uma atomização adequada, melhora o processo de mistura e facilita a combustão completa num motor de injeção directa, o que torna a atomização num factor importante nas emissões e na eficiência do motor (Ejim *et al.*, 2007). Após o processo de atomização, o combustível injectado vaporiza e mistura-se com o ar, o que resulta numa distribuição da mistura ar-combustível heterogénea na região do *spray*. Esta vaporização é assim assumida como sendo instantânea ou avaliada pela expressão da taxa de vaporização (Bhaskar e Pramod, 1998). A mistura do combustível com o ar, em conjunto com a aproximação do êmbolo do Ponto Morto Superior proporciona a ignição do combustível e consequente combustão. Diversos autores têm descrito processos mais ou menos complexos de combustão num motor Diesel.

A fragmentação das gotas e a sua evaporação em motores Diesel de injeção directa controlam o processo de formação da mistura e assim determinam a eficiência da combustão e a formação de poluentes (Fieberg *et al.*, 2009). Sendo caracteristicamente os tempos de evaporação das gotas de poucos milissegundos (Figura 2.4), o acerto dos parâmetros óptimos para a injeção do combustível possui uma importância crucial. Assim, a modelação da evaporação do *spray* tem-se tornado numa ferramenta de grande utilidade para o desenvolvimento dos motores Diesel.

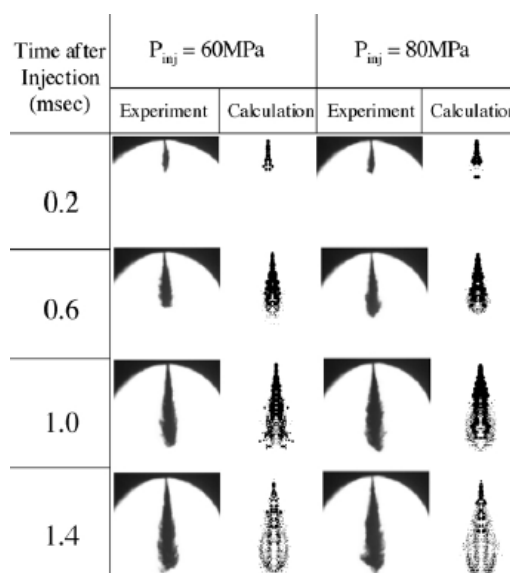


Figura 2.4 – Processo de evolução do *spray* de combustível. Fonte – Lee e Park (2002).

A injeção faz-se através de um ou mais pequenos orifícios, com dimensões típicas de algumas décimas ou mesmo centésimas de milímetros. A atomização, a vaporização, a mistura entre ar e combustível e a combustão continuam até que todo o combustível tenha sido queimado (Sarvi e Zevenhoven, 2010).

Um dos factores que tem maior influência no processo de injeção e atomização do combustível é a sua viscosidade. No presente estudo, apesar de os dois combustíveis considerados terem diferentes valores de viscosidade a uma dada temperatura, considera-se que é possível levar o IFO a apresentar a mesma viscosidade do *Destillate*, submetendo-o a um aumento de temperatura, de acordo com a Figura 2.5.

A Figura 2.5 demonstra um decrescimento logarítmico da viscosidade dos combustíveis com o aumento de temperatura. De acordo com a figura, o combustível Marine Diesel Oil (outra designação do *Destillate*) apresenta uma viscosidade de 24 cSt ( $\text{mm}^2/\text{s}$ ) a 24° C e o IFO 380 apresenta uma viscosidade de cerca de 1500 cSt ( $\text{mm}^2/\text{s}$ ) à mesma temperatura. Assim, para se saber a que temperatura se deve submeter o IFO 380 para este ficar com a mesma viscosidade do Marine Diesel Oil deve seguir-se a sua linha de comportamento, verificando-se que a temperatura que deve ser alcançada para que o IFO 380 apresente uma viscosidade de 24 cSt é 115° C.



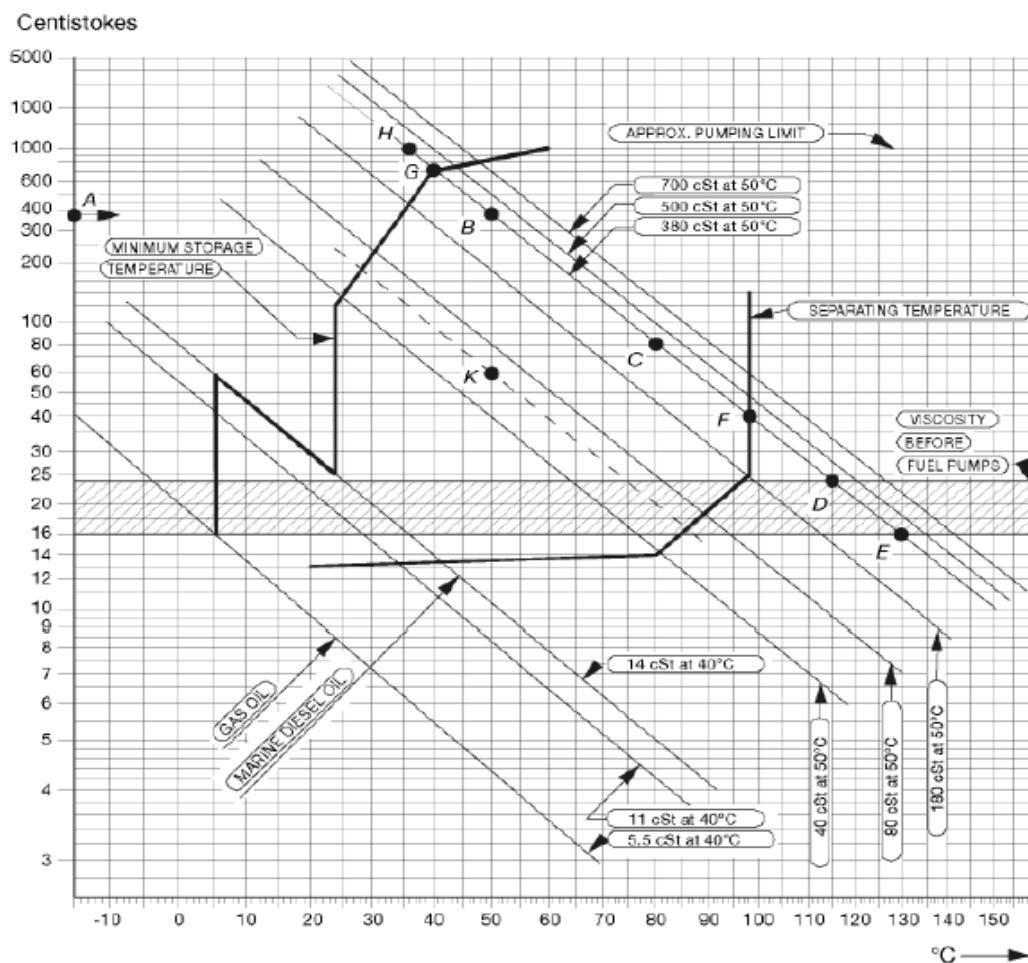


Figura 2.5 – Relação entre a viscosidade e a temperatura para diversos combustíveis. Fonte – Wärtsilä (2009).

## 1.6 – Combustão

A combustão num motor de ignição por compressão desenrola-se em várias fases devido ao seu tipo de preparação de mistura e inflamação. Para alguns autores (Martins, 2006), divide-se em quatro fases sendo a primeira referente ao início da combustão e denominada atraso da inflamação. A esta fase sucedem dois tipos de combustão, a explosiva e a progressiva. Após o final da injeção existe ainda combustão das últimas porções de combustível, no que se denomina combustão por difusão (Figura 2.6).

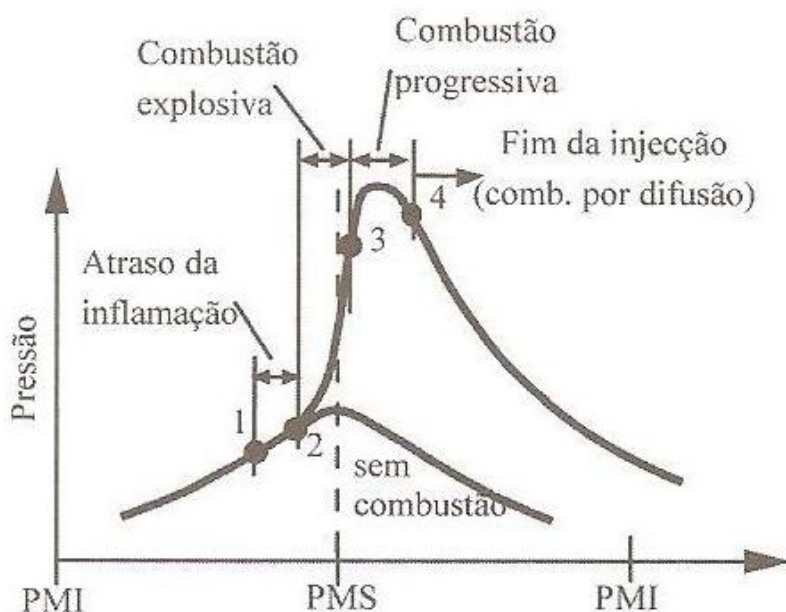


Figura 2.6 – Diferentes fases da combustão verificadas num diagrama de pressão. Fonte – Martins (2006)

A fase da combustão explosiva é também denominada fase de pré-mistura pois, nessa fase, dá-se a combustão do combustível que já está misturado com o ar.

Frequentemente porém, a combustão Diesel é encarada como sendo composta apenas por duas fases. Autores como Bhaskar e Pramod (1998), dividem a combustão apenas em fase de pré-mistura e fase de difusão, sendo as duas fases controladas pela qualidade da mistura formada.

Na fase de pré-mistura, é importante a mistura de combustível vaporizado com ar numa proporção que permita a ignição. O momento em que esta ocorre marca o final do atraso à ignição. Na fase de difusão, a vaporização e subsequente mistura do combustível vaporizado com o ar envolvente controlam a combustão. Durante esta fase, a taxa de combustão é influenciada pelos processos difusivos entre o ar e o combustível que estabelecem as condições locais de riqueza da mistura.

Para compreender os conceitos de riqueza e pobreza da mistura de ar e combustível admitidos pelo motor, é fundamental compreender-se primeiro alguns aspectos do funcionamento de motores. Um motor de combustão interna, por ter dimensões fixas, está limitado pela quantidade de ar que pode entrar nos seus cilindros em cada ciclo. A relação entre as massas de ar e de combustível que são admitidos por unidade de tempo,  $\dot{m}_{ar}/\dot{m}_f$ , denomina-se relação ar-combustível e denota-se  $A/F$ .

Quando a relação entre o ar e o combustível é tal que todo o combustível é (ou poderia ser) queimado utilizando todo o ar disponível, diz-se que a mistura é estequiométrica e designa-se por  $(A/F)_{est.}$ . Um motor ao qual se forneça mais combustível do que o necessário pela condição de estequiometria diz-se que tem uma mistura rica, e quando o oposto acontece diz-se que o motor tem uma mistura pobre. Tendo em consideração que o combustível pode queimar sem ser em ar, define-se genericamente como razão de equivalência,  $\phi$ , a proporção de oxidante e de combustível numa mistura arbitrária, relativamente a uma mistura estequiométrica (Coelho e Costa, 2007). No caso de o oxidante

ser ar, uma grandeza relacionada com a razão de equivalência é o coeficiente de excesso de ar,  $\lambda$ . Desta forma, a avaliação da “riqueza” ou da “pobreza” da mistura é dada por esses dois conceitos, de acordo com as fórmulas:

$$\varphi = \frac{(A/F)_{est.}}{(A/F)} \quad (2.3)$$

$$\lambda = \frac{(A/F)}{(A/F)_{est.}} \quad (2.4)$$

No processo de combustão estão envolvidos efeitos físicos e químicos (Whitehouse e Way, 1971; Borkowski e Wiewióra, 2004). O combustível é injectado no cilindro do motor na forma líquida; é aquecido, vaporizado (parcialmente) e depois misturado com uma quantidade suficiente de oxigénio, para queimar. Estes dois processos são referidos colectivamente como “preparação”. O combustível preparado pode então queimar a uma taxa que é dada pelas equações da cinética química, durante a fase de pré-mistura e pela taxa de vaporização de gotas durante a fase de difusão. A queima é definida como um conjunto de reacções químicas exotérmicas entre o combustível e o seu meio gasoso envolvente, que poderiam obter como produtos dióxido de carbono, água e azoto caso a combustão ocorresse em condições estequiométricas mas que, como tal não acontece, obtêm ainda espécies adicionais como o monóxido de carbono devido à ocorrência de combustão incompleta.

Sarvi e Zevenhoven (2010), estudaram a influência do tamanho do motor em alguns parâmetros de operação do motor Diesel e concluíram que a combustão e o sistema de injeção em grandes motores são diferentes dos motores mais pequenos, sobretudo devido ao diferente diâmetro de cilindro, curso e velocidade do êmbolo, mas também porque estes últimos utilizam fuelóleos residuais com fracções significativas de compostos aromáticos, enxofre e cinzas. Nos motores Diesel actuais, os sistemas de injeção são desenhados já com o intuito de obter uma maior pressão de injeção (Bakar *et al.*, 2008).

A necessidade de aprofundar o conhecimento sobre aspectos como a eficiência do motor, a injeção, a atomização e a combustão, entre outros, tem originado o desenvolvimento de ferramentas de simulação que permitem produzir resultados fidedignos sem a necessidade de uma execução experimental. Quanto mais exhaustiva for a descrição da combustão, mais exacta será a modelação dos acontecimentos (Serrano *et al.*, 2009).

## 1.7 – Modelação fenomenológica

O desenvolvimento dos motores Diesel modernos tem apontado para altos níveis de potência efectiva, eficiência de utilização do combustível e emissões de escape extremamente baixas.

Considerando a complexidade inerente ao processo de combustão Diesel, é expectável o desenvolvimento de ferramentas que permitam o seu estudo e desenvolvimento e que possam constituir alternativas à verificação experimental de hipóteses, sempre mais morosa e onerosa (Kilpinen, 2003). Assim, e de forma a minimizar o tempo e o custo para o desenvolvimento dos motores tornam-se, cada vez mais, necessárias ferramentas de simulação que permitam obter uma optimização prévia do ciclo de trabalho termodinâmico (Chmela *et al.*, 2007). Devido ao número crescente de possíveis graus de liberdade no sistema de controlo do motor, o esforço tem-se concentrado nas ferramentas de simulação com menor tempo de computação.

Durante as últimas décadas foram surgindo códigos que partem do conhecimento experimental e que permitem depois a simulação do funcionamento do motor Diesel (Rakopoulos e Giakoumis, 2006a; Chmela *et al.*, 2007), resultando em códigos extensos e complexos, com correspondente elevado tempo de implementação computacional.

Contudo, essa complexidade permite que se opte, por vezes, por simplificações para que possa ser viável a utilização de um modelo de simulação. Apesar disso, estas simplificações podem também revelar-se bastante limitadoras se o propósito é um estudo aprofundado do fenómeno transiente, especialmente na actualidade, em que as limitações às emissões são cada vez mais rigorosas. As simplificações típicas na modelação passam normalmente por (Rakopoulos e Giakoumis, 2006b):

- Modelação de zona única;
- Assumir-se que a temperatura da parede do cilindro é constante ao longo do teste;
- Calcular apenas a solução das equações para um cilindro por se assumir que em todos os outros ocorrerá a mesma coisa em cada ciclo transiente;
- Utilização de injeção constante;
- Modelação da operação da válvula de escape como sendo apenas enchimento e esvaziamento do cilindro;
- Utilização de curvas do dinamómetro constantes;
- Utilização de informação constante relativa ao turbo-compressor;
- Simulação do atrito através da utilização da pressão média efectiva de atrito;
- Assumir-se que a combustão e o atrito se comportam de forma igual em operação transiente e estacionária.

Os modelos que se referem ao funcionamento de motores classificam-se em função da sua complexidade, existindo modelos desde zero a multi-dimensionais e que podem ainda ser de zona única ou multi-zona. Não é consensual, na literatura, a classificação desses modelos. Alguns autores, como Lakshminarayanan e Aghav (2010), definem modelos fenomenológicos como sendo aqueles em que detalhes de diferentes fenómenos que ocorrem durante a combustão são adicionados a equações de

conservação de energia, mais simples, enquanto outros autores, como Bekdemir *et al.* (2009), os descrevem como sendo modelos em que o domínio computacional é dividido em múltiplas zonas que podem ter diferentes valores de temperatura, pressão, etc.

Também a distinção entre modelos zero-dimensionais ou de zona única não é consensual pois se Lakshminarayanan e Aghav (2010) e Bancha e Jau-Huai (2009) os consideraram equivalentes, Şahin e Durgun (2008) distinguem-nos, denominando ainda os modelos zero-dimensionais como fenomenológicos ou termodinâmicos e os multi-dimensionais como detalhados. Para efeitos deste trabalho, serão consideradas a definição de modelo fenomenológico e de modelos zero-dimensionais e de zona única de Lakshminarayanan e Aghav (2010). No modelo utilizado são assumidas as cinco primeiras simplificações listadas. O modelo é desenvolvido em MATLAB, um programa de engenharia que permite efectuar cálculos ciclicamente e que foi escolhido por se poder posteriormente combinar com o programa utilizado no estudo da viabilidade ambiental da troca de combustível.

Assim sendo, de forma a se obterem as histórias de pressão e temperatura do interior do cilindro, utiliza-se neste trabalho um modelo fenomenológico idêntico ao descrito por Heywood (1988) e em concordância com Quintero *et al.* (2007), para descrever o funcionamento de um motor de ignição por compressão. Tal modelo é pouco exigente computacionalmente, e apesar de não ter em conta a orientação espacial das trocas de calor é sensível à sua variação no tempo, devido à alternância do volume acima do êmbolo,  $V$ , e ao período de injeção de combustível,  $\Delta\theta$ . Para complementar este modelo, é utilizado o sub-modelo de Woschini (Woschini, 1967; Heywood, 1988), típico para motores Diesel, para obter o coeficiente de transferência de calor e ainda uma dupla função de Wiebe para descrever o padrão de libertação de calor (Sakhrieh *et al.*, 2010).

Neste trabalho foi utilizada uma dupla função de Wiebe em detrimento de outras possibilidades como a utilização de uma função de Wiebe simples (Gogoi e Baruah, 2010) ou mesmo o modelo de Whitehouse e Way (Whitehouse e Way, 1971) em concordância com os resultados obtidos por Lee (1985). Este autor refere que o modelo de combustão que utiliza duas funções de Wiebe sobrepostas que caracterizam a fase de combustão de pré-mistura e de combustão de difusão, respectivamente, apresenta melhores resultados preditivos do que um que utilize o modelo de libertação de calor de Whitehouse e Way ou a função única de Wiebe.

Foi utilizado um valor de temperatura de parede constante de acordo com Rakopoulos e Giakoumis (2006a) que verificaram que assumir essa condição não produzia alterações significativas nos resultados obtidos. Apesar de Heywood (1988), ter considerado para a modelação de um ciclo de operação calores específicos do vapor de combustível constantes, foi considerada a variação destas propriedades com a temperatura de acordo com equações polinomiais conhecidas (Coelho e Costa, 2007) indo ao encontro do considerado por Abu-Nada *et al.* (2006) e Al-Sarkhi *et al.* (2006) que verificaram que assumir essas propriedades como constantes produz efeitos visíveis nos resultados obtidos (Figura 2.7).

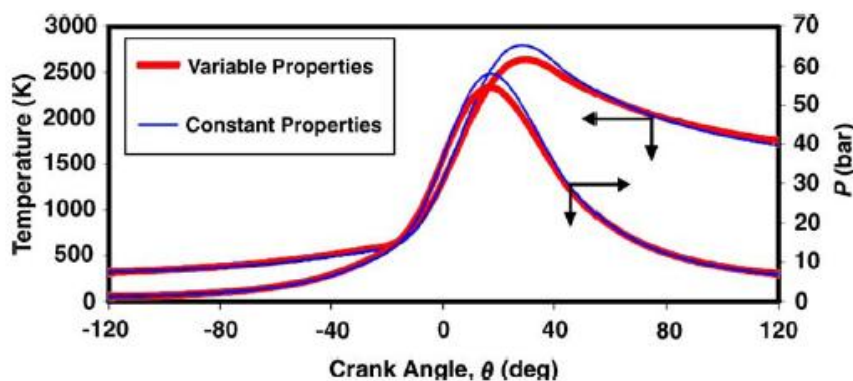


Figura 2.7 – Diferença nas histórias de pressão e temperatura obtidas para  $c_p$  e  $c_v$  constantes e variáveis. Fonte – Abu-Nada *et al.* (2006)

Para que as simplificações assumidas possam ser utilizadas é necessário conhecer os seus efeitos nos resultados obtidos. Rakopoulos e Giakoumis (2006a) listaram as principais simplificações normalmente assumidas na simulação do funcionamento de motores Diesel e a sua consequência não só ao nível dos resultados obtidos, mas também no tempo de computação implicado (Tabela 2.6).

A Tabela 2.6 mostra as consequências das principais simplificações assumidas. Pode observar-se que as simplificações conduzem a erros inferiores a 10% e que são feitas com o objectivo de tornar o modelo menos exigente computacionalmente. Apesar da existência, hoje em dia, de modelos bastante complexos que apresentam resultados muito próximos da realidade, as simulações fenomenológicas continuam a revelar-se extremamente interessantes (Tauzia *et al.*, 2006), devido à sua baixa exigência computacional e ao facto de os seus resultados apresentarem boa concordância com o comportamento real dos acontecimentos que ocorrem no interior do cilindro.

A forma de se melhorar os resultados a obter passaria por retirar simplificações ao modelo utilizado, passando a considerar situações mais próximas do real funcionamento do motor Diesel.

Tabela 2.6 – Principais simplificações assumidas na literatura e efeito nos resultados. Fonte – Rakopoulos e Giakoumis (2006a) (adaptado)

Fenómeno a simular	Aproximação usual	Aproximação mais detalhada	Diferença nos resultados	Diferença no tempo de computação com e sem a aproximação
Fenómenos de combustão	Modelação de zona única	Correlação da temperatura por radiação	5,5%	Negligenciável
Temperatura da parede do cilindro	Valor constante	Esquema analítico de condução-convecção de calor	Nenhum	Negligenciável
Interdependência das válvulas do cilindro	Aproximação de cilindro único	Aproximação multi-cilindro “pura”	7,5%	Considerável
Injecção de combustível	Curvas constantes de injecção	Modelo do injector da bomba de combustível	8%	Muito pequeno
Turbo-compressão	Mapa de estado estacionário	Atenuar as curvas do compressor	$\leq 1-2\%$ (estimativa)	Negligenciável
Travagem	Curva de estado estacionário	Modelação transiente da travagem	Nenhum (estimativa)	Muito pequeno
Operação da válvula de escape	Encher e esvaziar	Método das características	$< 3\%$ (baseado na diferença de resultados para operação estacionária)	Considerável
Atrito	Pressão média efectiva de atrito	Modelação por $^{\circ}$ de rotação da cambota	6% para condições quentes	Negligenciável
Transientes de operação	Sem compensação	Deterioração devido à fricção e às taxas de combustão	$> 10\%$	Mínimo

## 2 – Aspectos ambientais

Os navios mercantes utilizam geralmente combustíveis de qualidade inferior, mais económicos, para reduzir os custos. Acontece que o combustível de baixa qualidade tende a ter um elevado teor de enxofre e as emissões de óxidos de enxofre ( $\text{SO}_x$ ) provenientes das embarcações representam cerca de 60% das emissões globais de  $\text{SO}_x$  associadas aos transportes. As embarcações são responsáveis por cerca de 40% das emissões de óxidos de azoto provenientes dos transportes, o

que representa 15% das emissões globais antropogénicas destes óxidos. O funcionamento das embarcações é responsável, ainda, por cerca de 15% das emissões globais de CO<sub>2</sub> associadas aos transportes, o que corresponde a 2 a 3% das emissões totais de CO<sub>2</sub> (Goldsworthy, 2010).

O NO (monóxido de azoto) e o NO<sub>2</sub> (dióxido de azoto) são denominados no seu conjunto por NO<sub>x</sub>. Outro óxido de azoto de interesse no âmbito de equipamentos de combustão é o N<sub>2</sub>O (protóxido de azoto) (Baptista, 2007). A principal origem dos NO<sub>x</sub> é o azoto atmosférico (molecular), mas se o combustível contiver azoto, este também contribuirá para a produção dos referidos óxidos. No entanto, os combustíveis actuais contêm uma desprezável quantidade de azoto, principalmente a gasolina (0,1%). Mesmo no caso do gasóleo, a quantidade de azoto é mínima (< 1%).

O motor de combustão interna é um dos maiores contribuintes actuais para a poluição do ambiente (Rakopoulos *et al.*, 2004), quer sob a forma de ignição por faísca, quer por compressão. Devido a esta séria ameaça ambiental, nos últimos anos, têm sido desenvolvidos grandes esforços com vista à diminuição das emissões provenientes destes dois tipos de motor (Suh *et al.*, 2007).

A natureza instável e heterogénea do processo de combustão Diesel (Bekdemir *et al.*, 2009) e o efeito das elevadas temperaturas e pressões, turbulência e composição do combustível utilizado, limitam a completa compreensão da formação de poluentes num contexto Diesel (Barbella *et al.*, 1990). Quando comparados com os motores de ignição comandada, os motores Diesel produzem menores teores de vários poluentes, com excepção das partículas, poluente quase exclusivo do motor de ignição por compressão. Nos motores a gasolina este problema é praticamente inexistente, uma vez que depende do nível de preparação de mistura. Quanto maior for a pressão de injeção (pode ultrapassar os 2000 bar), melhor será o processo de mistura dentro do cilindro e maior a homogeneidade da mistura, dando origem a uma menor emissão de partículas (Martins, 2006; Sarvi e Zevenhoven, 2010).

Contudo, essa melhoria na preparação da mistura provoca um aumento da temperatura de chama levando a um incremento de produção de NO<sub>x</sub>. A eliminação dos NO<sub>x</sub> no ambiente oxidante do escape (excesso de ar) é difícil, e o rendimento dos catalisadores é muito inferior ao dos usados nos motores a gasolina, pelo que a emissão deste poluente se torna problemática.

A maneira de reduzir estes dois poluentes simultaneamente passa pela utilização de sistemas de injeção mais sofisticados, com controlo de início de injeção, modulação da injeção e pré-injeções e pós-injeções. A relação estequiométrica de ar/combustível é perto de 15:1. No entanto, deve notar-se que os motores Diesel queimam sempre em excesso de ar sendo a razão de equivalência ( $\varphi$ ) destes motores, tipicamente, em operação nominal de 20:1, ou seja coeficiente de excesso de ar de 30% ( $\lambda=1,3$ ) (Martins, 2006).

Cerca de 70% das emissões provenientes do funcionamento de navios ocorrem num raio de 400 km da costa, devendo por isso analisar-se o impacto dessas emissões na qualidade de ar das zonas costeiras (Baptista, 2007). A composição típica (principais espécies químicas) das emissões provenientes de motores Diesel marítimos é conhecida (Tabela 2.7).



Tabela 2.7 – Principais emissões típicas de operação nominal de motores Diesel. Fonte: Baptista (2007)

Componente (Fórmula Química)	Percentagem Volúmica (%)
N <sub>2</sub>	76
O <sub>2</sub>	13
CO <sub>2</sub>	5
H <sub>2</sub> O	5

Os restantes compostos que se consideram poluentes podem variar por dependerem ou de parâmetros do combustível, ou de parâmetros de operação do motor. Estes são:

- Óxidos de enxofre (SO<sub>x</sub>) – que aparecem devido à presença de enxofre no combustível, podendo assim ser controlados pela escolha apropriada do combustível.
- Monóxido de carbono (CO) – consegue-se que a sua emissão seja baixa providenciando condições de temperatura, tempo de residência, disponibilidade de oxigénio e mistura de reagentes para obter combustão completa.
- Hidrocarbonetos (C<sub>x</sub>H<sub>y</sub>) – consegue-se que a sua emissão seja baixa providenciando condições de temperatura, tempo de residência, disponibilidade de oxigénio e mistura de reagentes para obter combustão completa.
- Partículas ou fumo – existem três categorias de fumo associadas aos motores Diesel: branco, azul e preto/cinza. Cada categoria é causada por um diferente problema na combustão, nomeadamente combustível não queimado, queima de óleo de lubrificação e anomalias nos injectores. Consegue-se reduzir a sua emissão utilizando misturas pobres e boa diluição do combustível no ar.
- Óxidos de azoto (NO<sub>x</sub>) – são formados em resultado da alta temperatura dos gases queimados, por reacções entre o azoto e o oxigénio do ar. A sua emissão pode ser controlada pelo recurso a tecnologias apropriadas como a recirculação de gases de escape.

## 2.1 – Legislação existente

A quantidade de poluentes que podem ser emitidos por navios encontra-se legislada. O Decreto-lei n.º 1/2008 (D. R. I série – n.º 6 de 9 de Janeiro de 2008), estipula relativamente aos NO<sub>x</sub> emitidos por navios que:

«Está proibido o funcionamento de todo o motor Diesel ao qual se aplica a presente regra (potência debitada superior a 130 kW), excepto quando a emissão de óxidos de azoto do motor encontra-se nos seguintes limites (Figura 2.8):

- 17,0 g/kWh quando  $n$  é inferior a 130 rpm
- $45 \times n^{-0,2}$  g/kWh quando  $n$  é igual ou superior a 130 rpm mas inferior a 2000 rpm
- 9,8 g/kWh quando  $n$  é igual ou superior a 2000 rpm

Em que  $n$  é a velocidade nominal do motor (rotações por minuto do veio de manivelas).»

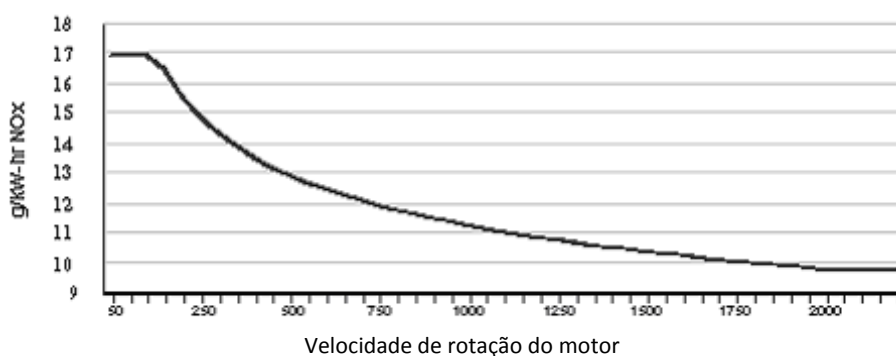


Figura 2.8 - Valores máximos de emissões de NO<sub>x</sub>, por velocidade de rotação do motor.

Pelo mesmo Decreto-lei, o estipulado para as emissões de SO<sub>x</sub> pelos navios consiste em:

«Requisitos gerais:

*O teor de enxofre de qualquer fuelóleo utilizado a bordo de navios não deve ser superior a 4,5 % m/m.*

*Requisitos aplicáveis às zonas de controlo das emissões de SO<sub>x</sub>:*

*Para os fins da presente regra, as zonas de controlo das emissões de SO<sub>x</sub> incluem:*

- A zona do Mar Báltico tal como definido na regra 10, parágrafo 1, alínea b) do anexo I; e
- Qualquer outra zona do mar, incluindo zonas portuárias, designadas pela Organização (International Maritime Organization, IMO) de acordo com os critérios e procedimentos para designação de zonas de controlo das emissões de SO<sub>x</sub> relativamente à prevenção da poluição atmosférica por navios, que constam do apêndice III do presente anexo.

*Enquanto os navios permanecem nas zonas de controlo das emissões de SO<sub>x</sub>, pelo menos uma das seguintes condições deve ser cumprida:*

- *O teor de enxofre do fuelóleo utilizado a bordo dos navios numa zona de controlo das emissões de SO<sub>x</sub> não será superior a 1,5 % (m/m);*
- *É utilizado um sistema de limpeza dos gases de evacuação para reduzir as emissões totais de óxidos de enxofre dos navios incluindo os motores de propulsão principais e auxiliares para  $6,0 \text{ g}_{\text{SO}_x} / \text{kWh}$  ou inferior calculada como a emissão total ponderada de dióxido de enxofre.»*

Torna-se, portanto, necessário conhecer os processos de formação dos diferentes poluentes, prestando especial atenção aos NO<sub>x</sub> e SO<sub>x</sub> por serem sujeitos a legislação mais restritiva.

## 2.2 – Formação de poluentes

Os processos de formação de poluentes durante as duas fases de combustão de um motor Diesel e que dependem da mistura utilizada (ar/combustível) bem como de parâmetros de operação do motor, estão esquematizados na Figura 2.9.

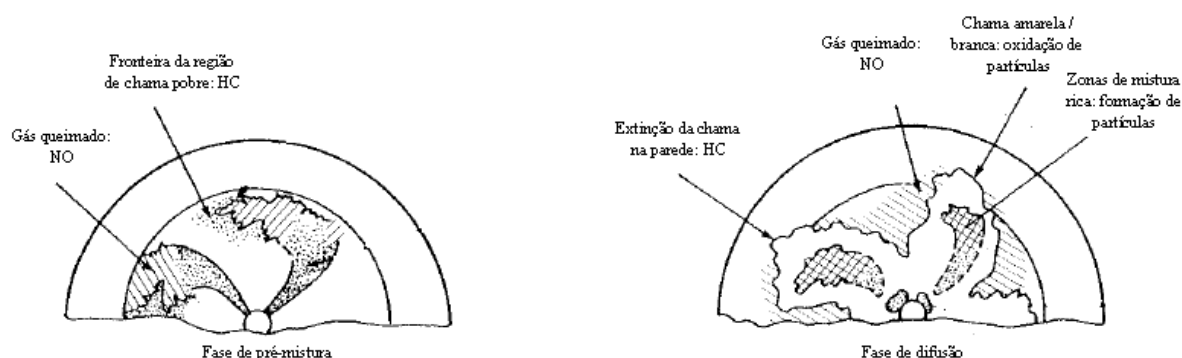


Figura 2.9 – Formação de poluentes para as duas fases de combustão consideradas.

Fonte: Adaptado de Heywood (1988)

Os óxidos de azoto (NO<sub>x</sub>) são o resultado das altas temperaturas obtidas na combustão. O monóxido de carbono (CO) também é formado durante a combustão e ocorre devido à dissociação de CO<sub>2</sub> resultante, igualmente, das elevadas temperaturas, além de ser também originado pela queima de misturas ricas, na qual se dá a combustão incompleta do carbono. Parte dos hidrocarbonetos (HC) não queimados formam-se devido à extinção da chama perto das paredes pois a diferença de temperatura entre os gases e a parede retira energia (por radiação) aos gases durante a combustão, originando a interrupção da reacção em cadeia.

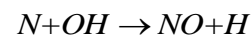
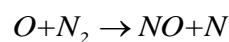
As emissões de  $\text{NO}_x$ , CO e HC dependem da carga do motor pois esta influencia a temperatura de combustão e a mistura ar-combustível no interior do cilindro. Utilizando cargas baixas, a mistura ar-combustível é aparentemente mais importante do que a temperatura.

O conhecimento dos parâmetros de operação do motor que vão ser alterados, bem como o conhecimento de algumas propriedades dos combustíveis, permitem a comparação qualitativa dos dados obtidos com alguns dados da literatura. As emissões de  $\text{NO}_x$  e CO são mais baixas com um combustível mais leve (Sarvi *et al.*, 2008b), o que pode ser explicado pelas temperaturas de combustão que são alcançadas pois temperaturas de combustão mais elevadas promovem a completa oxidação do combustível e aumentam as emissões de  $\text{NO}_x$  (Sarvi e Zevenhoven, 2010).

O processo de formação de  $\text{NO}_x$  nos motores Diesel é semelhante ao dos motores a gasolina mas, como as temperaturas de combustão são mais baixas (embora o teor em oxigénio seja muito mais elevado), a produção destes compostos é um pouco menor que naqueles motores (Martins, 2006).

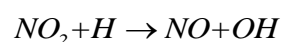
Como foi dito, os  $\text{NO}_x$  são formados em resultado da alta temperatura dos gases queimados, da frente de chama, por reacções entre o azoto e o oxigénio do ar. Para o mesmo tempo de residência, quanto maior for a temperatura atingida na combustão e quanto mais oxigénio houver, maior será a quantidade formada destes compostos. Com o arrefecimento rápido dos gases no escape, as reacções envolvendo os  $\text{NO}_x$  são interrompidas (congeladas), não se verificando a sua redução (transformação inversa em  $\text{N}_2$  e  $\text{O}_2$ ). Desta maneira, os gases de escape podem apresentar concentrações de  $\text{NO}_x$  muito diferentes das correspondentes ao equilíbrio nessas condições de temperatura.

As reacções de formação de NO em condições próximas das estequiométricas, são denominadas como o mecanismo de Zeldovich estendido (Zeldovich, 1941 citado por e.g. Coelho e Costa, 2007; Merícia, 2007) e são:

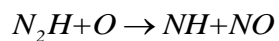
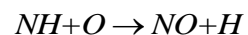


As constantes destas reacções são dependentes da temperatura e assim sendo, altas temperaturas e altas concentrações de oxigénio resultam em valores elevados de produção de NO.

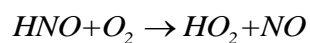
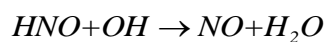
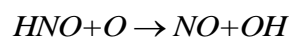
Para além das reacções em condições próximas da estequiometria, o programa utilizado para estimar as emissões de  $\text{NO}_x$ , Cantera, também considera as seguintes reacções de formação de monóxido de azoto (Goodwin, 2001):



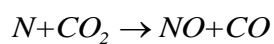
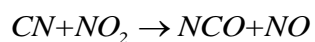
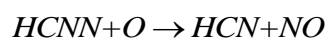
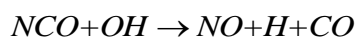
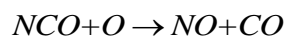
Bem como as seguintes contendo o grupo NH:



E ainda as que se referem à presença do grupo HNO:



Finalmente, o Cantera considera também as seguintes reacções, envolvendo átomos de carbono:



O dióxido de azoto apresenta as seguintes reacções de formação e redução:



Nos motores a gasolina o quociente  $\text{NO}_2/\text{NO}$  é muito baixo, sendo normalmente considerado desprezável. Nos motores de ignição por compressão este quociente pode situar-se entre 0,1 e 0,3. Para uma razão de equivalência ( $\varphi$ ) de 0,85, da totalidade dos  $\text{NO}_x$  formados, 2% são  $\text{NO}_2$ .

As máximas temperaturas de chama aparecem para valores de razão de equivalência ( $\varphi$ ) próxima de 1,1. No entanto, com esta riqueza a concentração de oxigénio é baixa. Com o empobrecimento da mistura, o aumento da concentração de oxigénio é mais importante do que o abaixamento da temperatura da chama, chegando-se a um máximo de produção de  $\text{NO}_x$  para valores de razão de equivalência próximos de 0,9 ( $\lambda=1,1$ ) (Martins, 2006).

Os gases queimados residuais existentes no cilindro, no início da admissão, juntam-se aos gases frescos, aumentando a diluição da carga sem, no entanto, afectar a sua razão de equivalência ( $\varphi$ ). A temperatura de chama baixa à medida que a diluição da carga fresca nos gases residuais aumenta, pois existe uma menor quantidade de energia para aquecer a mesma massa de gás.

Desta maneira, a introdução de gases queimados na carga fresca diminuirá a produção de  $\text{NO}_x$  por duas razões: diminuição da temperatura de chama e menor quantidade de oxigénio. A primeira razão é mais importante nos motores de ignição comandada funcionando estequiometricamente, pois juntam-se os gases queimados à mistura estequiométrica. A segunda razão é mais aplicável aos motores de ignição por compressão, pois nestes motores a admissão feita é normalmente de ar pelo que os gases queimados vão substituir o ar fresco, rico em oxigénio.

Os óxidos de azoto formam-se durante o processo de combustão devido à combinação do azoto e do oxigénio do ar a estas elevadas temperaturas (Baptista, 2007). O processo de combustão Diesel produz de forma inerente níveis relativamente altos de  $\text{NO}_x$  e as propriedades do combustível apenas têm uma pequena influência na quantidade produzida.

Os óxidos de enxofre ( $\text{SO}_x$ ) são compostos formados durante o processo de combustão, pela combinação do enxofre presente no combustível com o oxigénio do ar (WBG, 1999). O dióxido de enxofre ( $\text{SO}_2$ ) é a forma predominante encontrada na atmosfera mais baixa. O trióxido de enxofre ( $\text{SO}_3$ ), outro óxido de enxofre, ou é emitido directamente para a atmosfera ou convertido de forma célere em ácido sulfúrico ( $\text{H}_2\text{SO}_4$ ). É um gás incolor que pode ser detectado pelo sabor e cheiro numa gama entre 1 e 3 miligramas por metro cúbico de ar ( $\text{mg}/\text{m}^3$ ), sabendo-se que em concentrações de  $10 \text{ mg}/\text{m}^3$ , tem um odor desagradável. O dióxido de enxofre dissolve-se rapidamente na água presente na atmosfera formando ácido sulfuroso ( $\text{H}_2\text{SO}_3$ ); cerca de 30% do dióxido de enxofre na atmosfera é convertido em aerossol ácido que é removido por processos de deposição, húmidos ou secos.

Existem fontes naturais de dióxido de enxofre, como os vulcões, que totalizam 35-65% do total das emissões, sendo a maior parte do dióxido de enxofre restante produzida pela queima de combustíveis contendo enxofre (Coelho e Costa, 2007) ou pela queima de minério de metal. As centrais térmicas que queimam carvão rico em enxofre ou óleo de aquecimento, são geralmente as principais fontes de emissões antropogénicas de dióxido de enxofre pelo mundo, seguidas das fornalhas industriais e das fundições de metais não ferrosos. Emissões da queima doméstica de carvão

e provenientes de carros também podem contribuir para concentrações locais elevadas de dióxido de enxofre.

A quantidade de  $\text{SO}_x$  formado num motor depende primariamente da concentração de enxofre no combustível. As emissões de óxidos de enxofre provenientes dos motores dos navios são relativamente elevadas porque queimam combustíveis com elevado teor de enxofre.

O  $\text{SO}_x$  é normalmente tido como 95% de  $\text{SO}_2$  e 5% de  $\text{SO}_3$  (Sarvi *et al.*, 2008a; Larbi e Bessour, 2010). Larbi e Bessour (2010) mediram as emissões destes compostos num motor Diesel marítimo, semelhante ao do presente estudo (Figuras 2.10 a) e b)), tendo o enfoque do seu estudo sido no efeito da injeção de amónia quer no desempenho do motor, quer nas emissões de poluentes. Nas figuras 2.10 a) e b), a linha vermelha representa a não injeção de amónia e a linha azul representa a utilização de 1% de amónia na concentração da mistura.

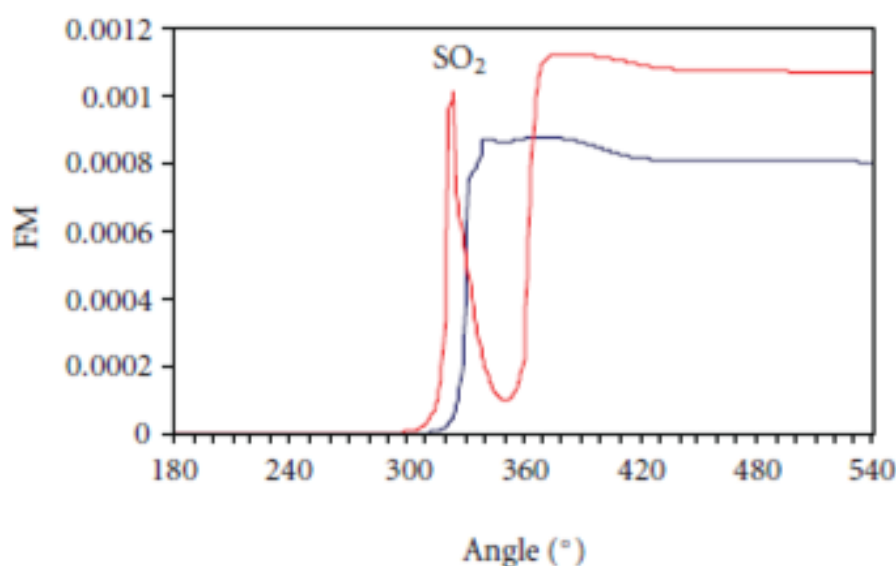


Figura 2.10 a)– Fracção Molar (FM) de  $\text{SO}_2$  emitido num motor Diesel marítimo. Fonte - Larbi e Bessour (2010)

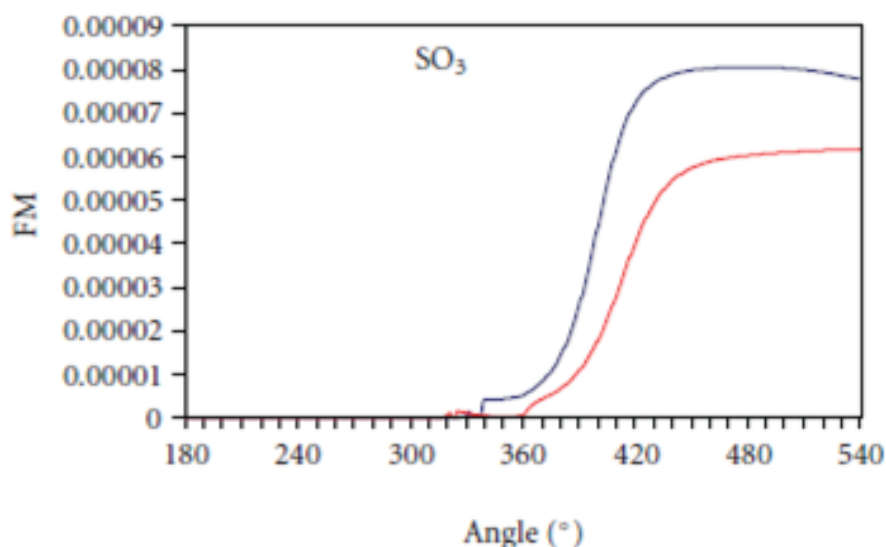


Figura 2.10 b) – Fração Molar (FM) de  $\text{SO}_3$  emitido num motor Diesel marítimo. Fonte - Larbi e Bessrouir (2010)

Como se pode verificar pelas Figuras 2.10 a) e b), a quantidade de  $\text{SO}_2$  emitida ( $\text{FM}=0,001$ ) é duas ordens de grandeza superior à de  $\text{SO}_3$  ( $\text{FM}=0,00006$ ), o que é condizente com a simplificação de assumir a formação de  $\text{SO}_x$  como sendo de apenas  $\text{SO}_2$ .

Existem ainda outros componentes que são emitidos como resultado da combustão Diesel, dos quais os abrangidos pela designação partículas (PM), são primariamente formadas por dois mecanismos separados (Goldsworthy, 2010):

- Partículas por núcleos, que consistem principalmente em hidrocarbonetos condensados e sulfatos. Os seus precursores gasosos condensam com a diminuição da temperatura no sistema de escape e pós-mistura com o ar fresco na atmosfera, surgindo os sulfatos da combinação dos  $\text{SO}_x$  e da água no escape.

- Partículas por acumulação, que são formados durante a combustão através da aglomeração de partículas de carbono primárias (compostas por 99% de carbono por unidade de massa) e outros materiais sólidos. A maioria das partículas por acumulação forma-se no centro do vapor em chamas de combustível e são conhecidas como “soot” ou “fuligem”. Posteriormente, os gases e os vapores de hidrocarbonetos condensados são absorvidos para a superfície das partículas. A formação no modo de acumulação de “soot” é inerente ao processo de combustão Diesel e é apenas parcialmente dependente da qualidade do combustível.

Os hidrocarbonetos condensados nas partículas por núcleo e na superfície das partículas em modo de acumulação contêm hidrocarbonetos tóxicos e cancerígenos. O elevado conteúdo em enxofre dos combustíveis marítimos origina níveis relativamente altos de partículas de sulfatos.



Os compostos orgânicos voláteis (*VOCs*) consistem em hidrocarbonetos não queimados ou parcialmente queimados que permanecem desde o processo de combustão, emitidos como gases no escape. São ainda emitidos directamente da carga como óleo e produtos petrolíferos por evaporação.

### 2.3 – Algumas técnicas limpas de combustão

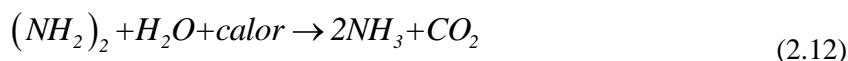
Para o cumprimento do objectivo de diminuir os poluentes emitidos pelo funcionamento de motores, tem sido fundamental o desenvolvimento de novas técnicas anti-poluentes cada vez mais eficientes (Larbi e Bessour, 2010). Existem diversos métodos que podem ser utilizados para a redução dos poluentes emitidos pelo funcionamento de motores marítimos. Esses métodos podem ser agrupados em função da actuação que propõem, quer seja uma alteração na forma de funcionamento do motor, quer seja uma alteração no combustível, quer seja uma actuação apenas posterior, nos gases de escape. A alteração na forma de funcionamento do motor pode consistir em alterações nos respectivos parâmetros de funcionamento, no sistema de injeção de combustível e na adição de água (Baptista, 2007). A alteração no combustível passa, normalmente, pela diminuição do seu teor em enxofre; dois processos que actuam especificamente sobre a formação de  $\text{NO}_x$ , utilizados para a actuação sobre os gases de escape são a Recirculação de Gases de Escape, EGR, e a Redução Catalítica Selectiva, SCR.

Um sistema de adição de água é o denominado Injeção Directa de Água, *DWI*, que como o próprio nome indica é um processo que consiste na mistura de água com o combustível, necessitando assim apenas água limpa e algumas peças adicionais para poder funcionar. Tem como vantagens, não provocar impactos negativos nos componentes do motor e custos de investimento e operacionais diminutos, entre outros.

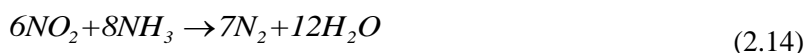
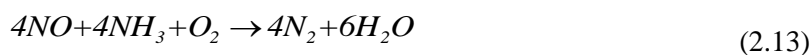
A EGR é um sistema muito utilizado na indústria automóvel devido ao facto de se usarem combustíveis destilados, encontrando-se em estudo a sua aplicação em motores marítimos (Baptista, 2007), a qual é mais difícil devido ao teor de partículas contidas nos gases de escape. Este processo passa pela adição de gases de escape previamente arrefecidos à nova mistura admitida para o interior do cilindro (Leavitt, 2008). Contudo esta adição de gases de escape também dificulta a combustão, levando à produção de mais partículas, já que existe uma relação inversa entre a produção de partículas e de  $\text{NO}_x$ , ou seja, actuar para reduzir as partículas geralmente leva ao aumento dos  $\text{NO}_x$ .

A aplicação da EGR faz aumentar o consumo específico do motor e o problema da sua aplicação a motores que queimem combustíveis pesados consiste na necessidade de arrefecimento e limpeza dos gases de resíduos, antes de estes serem de novo introduzidos.

O princípio de funcionamento da SCR (NCDC, 2005) consiste na injeção de um agente redutor (ureia numa solução de 40% em peso) nos gases de escape directamente após o turbo-compressor. A ureia decai imediatamente em amónia e dióxido de carbono de acordo com a seguinte relação:



A mistura é posteriormente passada pelo catalisador, convertendo o  $NO_x$  em azoto e água:



A utilização de SCR comporta alguns problemas como o custo inicial elevado, a sua baixa eficiência e questões de segurança pelo manuseamento da amónia, entre outros.

Para o caso dos  $SO_x$ , a solução para a sua diminuição passa, por exemplo, pela injeção de solventes que consegue reduções de  $SO_x$  até cerca de 70% e dessulfurização húmida ou a seco dos gases de escape que consegue reduções até cerca de 90% nas emissões de  $SO_x$ .

A injeção de solventes consiste na adição de um composto alcalino aos gases de escape para reagir com o dióxido de enxofre (Tobin, 2003). Tipicamente são utilizados solventes de cálcio e de sódio. Os processos de dessulfurização húmida e a seco dos gases de escape podem ser divididos em processos descartáveis e utilizáveis, podendo estes últimos ter como resultados alguns produtos úteis nomeadamente o enxofre e o ácido sulfúrico. O processo de dessulfurização a seco consiste na utilização de solventes sólidos para capturar os óxidos de enxofre, tem custos mais baixos de operação e manutenção, e requer menos energia do que o processo húmido (Sargent e Lundy, 2002).

Apesar de neste trabalho se partir do princípio que pode ser utilizado o mesmo motor para operar com ambos os combustíveis, pode revelar-se necessário fazer ajustes ao nível do sistema de injeção ou do processo de combustão.

## 2.4 – Modelação

Para se fazer uma correcta modelação do  $NO_x$  formado em motores Diesel seria necessário conseguir descrever a queima de uma nuvem de gotas, o que justificaria um estudo por si só. Esta tese é uma introdução ao tema da viabilidade da troca do combustível utilizado pela Marinha Portuguesa, pelo que tomamos como primeiro passo modelar o  $NO_x$  que se forma na região de pós-chama da chama em redor da gota. Para isso vamos considerar que a mistura é perfeitamente homogénea. Trata-se de uma hipótese muito forte cuja utilização se justifica com os objectivos deste trabalho de efectuar uma primeira abordagem ao tema da troca de combustível. De um ponto de vista ambiental, o objectivo é cumprido com o iniciar da integração de um software de cinética química com o modelo fenomenológico desenvolvido.

Para se conseguir obter a quantidade de  $\text{NO}_x$  produzido na queima de combustível recorre-se ao programa Cantera (Goodwin, 2001), por ser de licença livre, mais especificamente ao seu interface desenvolvido para ser utilizado em MATLAB.

O Cantera recebe a informação da pressão e temperatura do modelo fenomenológico, bem como a composição da mistura gasosa e o volume disponível no cilindro. Utilizando essa informação estima a produção de  $\text{NO}_x$  que ocorre durante um intervalo de tempo previamente definido e guarda essa informação. Posteriormente recebe as novas informações relativas à pressão, temperatura e volume do cilindro para, com base no valor de  $\text{NO}_x$  previamente obtido, estimar a quantidade de  $\text{NO}_x$  produzida no momento seguinte.

O Cantera implementa o GRI-Mech 3.0, um mecanismo químico de combustão detalhado e otimizado de 53 espécies químicas e 325 reacções. O GRI-Mech é essencialmente uma lista de reacções químicas elementares e expressões constantes associadas. A maioria das reacções descritas na lista foram estudadas em laboratório, e assim os parâmetros presentes das taxas de reacções são obtidos de medições.

O Cantera conduz simulações cinéticas zero-dimensionais utilizando o objecto *reactor* (Goodwin, 2002). Cada *reactor* deve ter associado um outro objecto que representa o tipo de fluido que o *reactor* contém (Goodwin, 2004). Este objecto será usado para computar todas as propriedades termodinâmicas e taxas de produção de espécies químicas e assim deve implementar o mecanismo de reacção e a equação de estado desejada para o *reactor* em causa.

A menos que esteja ligado a outros *reactors*, um *reactor* é fechado, adiabático e tem um volume fixo, podendo ser visto como um cilindro com um êmbolo. Adicionalmente pode ser definida uma constante de tempo do movimento do êmbolo. Ao escolher-se um valor apropriado, podem realizar-se simulações a volume constante, a pressão constante ou, alternativamente, uma situação intermédia.

Uma das características do Cantera é a possibilidade de fazer uma mistura química alcançar um ponto de equilíbrio químico. Contudo, para este estudo em particular, devido ao movimento rápido do êmbolo e ao tempo que demoraria o alcançar de equilíbrio químico, pretende-se que o programa avance um certo intervalo de tempo e seja capaz de avaliar a taxa de  $\text{NO}_x$  produzido naquele intervalo (Aithal, 2010). Para avançar no tempo podem ser utilizados os métodos *step* ou *advance*; o primeiro avança um passo de tempo interno e retorna os valores que forem pedidos, enquanto o segundo integra o sistema de equações diferenciais ordinárias que determinam a taxa de mudança do volume do *reactor*, a massa de cada espécie e a energia total. A integração é levada a cabo entre dois tempos absolutos consecutivos. O integrador pode demorar vários intervalos de tempo internos antes de alcançar o fim.

Podem definir-se diferentes propriedades da mistura gasosa de forma instantânea. Optou-se por definir a temperatura e a pressão (factores fundamentais para a criação de  $\text{NO}_x$ ), bem como a fracção mássica dos diferentes componentes presentes na mistura gasosa.

A avaliação do conteúdo de  $\text{SO}_x$  produzido na queima do combustível depende somente da quantidade de enxofre que o combustível tem. Desta forma, sabendo que a maioria do  $\text{SO}_x$  formado corresponde a  $\text{SO}_2$ , vai ser assumido que todo o enxofre do combustível se transformará em  $\text{SO}_2$ .

### 3 – Aspectos económicos

O estudo económico do problema tem início no conhecimento do preço de compra do combustível ao fornecedor. Sabe-se que os dois combustíveis, de acordo com a cotação do dólar do dia 11 de Maio de 2011 ( $1\text{€} = \$1,4357$ ) pelo banco central europeu, têm os preços constantes da Tabela 2.8.

Tabela 2.8 - Preços dos combustíveis em estudo. Fonte – Galp (21 de Outubro de 2009)

Combustível	Preço
<i>Destillate</i> (utilizado actualmente)	656 USD/tm
IFO 380	461 USD/tm

Ao custo anteriormente referido pode revelar-se necessário o conhecimento do custo de eventuais equipamentos a adquirir.

### III – METODOLOGIA

#### 1 – Síntese do modelo fenomenológico

##### 1.1 – Introdução

O objectivo de desenvolver um modelo fenomenológico é obter as histórias de pressão e temperatura no interior de um cilindro do motor para posteriormente se estimarem as emissões poluentes. Os poluentes formam-se principalmente durante a combustão, podendo-se prolongar pelo tempo de expansão. Nesse período as válvulas de admissão e de escape estão fechadas pelo que a modelação se torna relativamente simples por se poder considerar o sistema como fechado.

A modelação parte de um balanço de energia ao interior do cilindro, sendo fundamental descrever com exactidão quer a adição de calor ao sistema, que será feita a partir da queima do combustível, quer a perda de calor pelo sistema, que acontecerá pela fronteira do cilindro. Esses processos serão descritos pelo recurso a sub-modelos.

##### 1.2 – Hipóteses

Por hipótese vai ser considerado:

1. O fluido operante é ar e comporta-se como um gás ideal (Oh *et al.*, 1982);
2. O modelo descreve os acontecimentos que ocorrem desde o fecho da válvula de admissão até à abertura da válvula de escape;
3. A constante dos gases mantém-se inalterada apesar da reacção química;
4. Os processos de compressão e de expansão são internamente reversíveis;
5. O processo de combustão é constituído por uma fase de pré-mistura e uma de difusão, tratadas através de uma função de Wiebe dupla.

##### 1.3 – Balanço de energia a um sistema fechado

Um cilindro de motor pode ser visto como sendo um sistema fechado, tomando a primeira lei da termodinâmica a forma:

$$\partial Q - \partial W = dU \quad (3.1)$$

Em que  $Q$  representa a diferença entre a libertação de calor pela combustão e as perdas de calor.

$$Q = Q_{comb.} - Q_{perd.} \quad (3.2)$$

Como se pretende obter uma descrição temporal, divide-se por  $dt$ . Notando que  $\partial W = p dV$  e que  $dU = mc_v dT$ , possível devido à hipótese 4, obtém-se:

$$\frac{dQ}{dt} - p \frac{dV}{dt} = \frac{dU}{dt} \quad (3.3)$$

Ou alternativamente:

$$\frac{dQ}{dt} = p \frac{dV}{dt} + mc_v \frac{dT}{dt} \quad (3.4)$$

Da lei dos gases ideais, em consonância com a hipótese 1:

$$pV = mRT \quad (3.5)$$

em que  $R$  é a constante do gás, obtida por  $R = \frac{R_u}{M}$ , sendo  $R_u$  a constante universal dos gases e  $M$  a massa molar da mistura:

$$\frac{dQ}{dt} = p \frac{dV}{dt} + \frac{pV}{RT} c_v \frac{dT}{dt} \quad (3.6)$$

Derivando (3.5), considerando que  $R$  se mantém inalterada apesar da reacção química que ocorre no interior do cilindro (hipótese 3), obtém-se:

$$Vdp + p dV = mRdT \quad (3.7)$$

Que também pode ser escrito sob a forma:

$$\frac{dT}{dt} = \frac{T}{p} \frac{dp}{dt} + \frac{T}{V} \frac{dV}{dt} \quad (3.8)$$

Este resultado pode ser substituído em (3.6):

$$\frac{dQ}{dt} = p \frac{dV}{dt} + \frac{pV}{RT} c_v \frac{T}{p} \frac{dp}{dt} + \frac{pV}{RT} c_v \frac{T}{V} \frac{dV}{dt} \quad (3.9)$$

$$\frac{dQ}{dt} = \left(1 + \frac{c_v}{R}\right) p \frac{dV}{dt} + \frac{c_v}{R} V \frac{dp}{dt} \quad (3.10)$$

Atendendo às definições  $R=c_p-c_v$  e  $\gamma=c_p/c_v$ , obtém-se:

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma-1} p \frac{dV}{dt} + \frac{1}{\gamma-1} V \frac{dp}{dt} \quad (3.11)$$

Explicitando a variação de pressão, obtém-se a expressão também utilizada por Barths *et al.* (2000):

$$\frac{dp}{dt} = \frac{\gamma-1}{V} \frac{dQ}{dt} - \gamma \frac{p}{V} \frac{dV}{dt} \quad (3.12 a)$$

Atendendo a (3.2), ficamos com:

$$\frac{dp}{dt} = \frac{\gamma-1}{V(t)} \left( \frac{dQ_{comb.}}{dt} - \frac{dQ_{perd.}}{dt} \right) - \gamma \frac{p(t)}{V(t)} \frac{dV}{dt} \quad (3.12 b)$$

#### 1.4 – Variação de $p$ , $T$ , $V$ e $A$ com $\theta$

Para uma velocidade de rotação constante da cambota tem-se  $dt=d\theta$ , a equação (3.12 b) escreve-se:

$$\frac{dp}{d\theta} = \frac{\gamma-1}{V(\theta)} \left( \frac{dQ_{comb.}}{d\theta} - \frac{dQ_{perd.}}{d\theta} \right) - \gamma \frac{p(\theta)}{V(\theta)} \frac{dV}{d\theta} \quad (3.13)$$

Por sua vez a temperatura dos gases no interior do cilindro obtém-se de (3.5):

$$T(\theta) = \frac{p(\theta)}{\rho(\theta)R} \quad (3.14)$$

Onde  $\rho$  é a massa volúmica do gás no interior do cilindro, que depende de  $T(\theta)$  e de  $p(\theta)$ .

Para a resolução deste modelo, é necessário conhecer em cada instante o valor do volume acima do êmbolo (Martins, 2006) e da área de troca de calor (Heywood, 1988). O primeiro é dado por:

$$V(\theta) = V_{CC} \left[ I + \frac{I}{2} (\varepsilon - 1) \left( R_{bc} + 1 - \cos(\theta) - \sqrt{R_{bc}^2 - \sin^2(\theta)} \right) \right] \quad (3.15)$$

De onde se obtém, derivando:

$$\frac{dV(\theta)}{d\theta} = V_{CC} \left[ \left( I + \frac{\varepsilon - 1}{2} \right) \left( R_{bc} + 1 - \cos(\theta) - \sqrt{R_{bc}^2 - \sin^2(\theta)} \right) \right] \quad (3.16)$$

em que  $V_{CC}$  corresponde ao volume residual do cilindro quando o êmbolo está na posição de ponto morto superior (PMS),  $\varepsilon$  corresponde à taxa de compressão do motor e  $R_{bc}$  é o rácio entre o comprimento da biela e o raio da cambota.

A área da troca de calor corresponde a toda a superfície do volume cilíndrico ocupado pelos gases, é dada por:

$$A(\theta) = \frac{\pi}{2} d^2 + \pi c \frac{d}{2} \left( R_{bc} + 1 - \cos(\theta) - \sqrt{R_{bc}^2 - \sin^2(\theta)} \right) \quad (3.17)$$

Sendo  $d$  e  $c$ , respectivamente, o valor do diâmetro da camisa e do curso do êmbolo.

### 1.5 – Sub-modelo de perdas de calor

São três as causas das perdas de calor do sistema formado pelos gases no interior de um cilindro de motor,  $Q_{perd.}$ , sendo a dissociação pouco significativa em relação às perdas por convecção e radiação. Para manter a simplicidade da modelação é corrente desprezar a dissociação, o que será também feito aqui. As perdas de calor por convecção e radiação estimam-se recorrendo a correlações empíricas. Adopta-se aqui a simplificação utilizada por Ghojel e Honnery (2005) de desprezar as perdas de calor por radiação.

A estimativa das perdas de calor por convecção é obtida pela aplicação da lei de Newton do arrefecimento, existindo diversos modelos para obter o coeficiente de transferência de calor por convecção, nomeadamente os modelos de Annand, de Woschini (Heywood, 1988) e de Hohenberg (Sanli *et al.*, 2008). O modelo de Woschini é adequado a motores Diesel e requer pouco esforço computacional e por isso, é aqui adoptado para estimar o coeficiente de transferência de calor por convecção.

Seguindo a descrição deste modelo feita por Martins (2006), tem-se:



$$\frac{dQ_{perd.}}{d\theta} = h(\theta)A(\theta)(T - T_w)\left(\frac{1}{\omega}\right) \quad (3.18)$$

Sendo  $\omega$  a velocidade de rotação da cambota, dada em rad/s.

O coeficiente de troca de calor por convecção  $h(\theta)$ , pode ser obtido pela expressão empírica (Sakhrieh *et al.*, 2010):

$$h(\theta) = 3,26d^{-0,2}p^{0,8}T^{-0,55}w^{0,8} \quad (3.19)$$

em que a velocidade média dos gases no interior do cilindro,  $w$ , se obtém de (Sakhrieh *et al.*, 2010):

$$w(\theta) = C_1V_m + C_2\frac{V_dT_{gr}}{p_rV_r}(p(\theta) - p_m(\theta)) \quad (3.20)$$

As variáveis  $V_r$ ,  $T_{gr}$ ,  $p_r$  referem-se às propriedades de estado na situação de referência que corresponde ao fecho da válvula de admissão e  $p_m$  é a pressão que se observaria para um dado ângulo de cambota caso não houvesse combustão, admitindo uma evolução adiabática. O valor de  $C_1$  é 6,18 no processo de escape e 2,28 nos restantes processos. O valor de  $C_2$  é zero no processo de compressão e 0,00324 nos processos de combustão e expansão (Martins, 2006). A velocidade média do êmbolo é dada por:

$$V_m = \frac{2 \times N \times c}{60} \quad (3.21)$$

em que  $N$  é a velocidade de rotação do motor expressa em rotações por minuto e  $c$  se refere ao curso do êmbolo.

## 1.6 – Sub-modelo de ganhos de calor

### 1.6.1 – Descrição da fase de combustão

A injeção do combustível num motor Diesel inicia-se antes do ponto morto superior (PMS) e prossegue durante parte da descida do êmbolo. No início da injeção, como a temperatura e pressão do ar são superiores ao ponto de inflamação do combustível dá-se a auto-ignição das porções de combustível que já estão misturadas com o ar, após um certo atraso. Como consequência, a pressão e temperatura do cilindro elevam-se ainda mais, reduzindo o atraso da inflamação da restante massa de combustível já injectada, que arde mais rapidamente. A injeção prossegue até que a quantidade necessária de combustível tenha sido fornecida. Os processos de mistura do combustível com o ar e

sua combustão continuam durante a expansão, até todo o combustível ter sido consumido (Heywood, 1988).

A energia disponibilizada pela combustão,  $Q_{comb.}$ , num ciclo de operação do motor obtém-se de:

$$Q_{comb.} = m_f \times PCI \times \eta_c \quad (3.22)$$

Onde  $m_f$  é a massa de combustível injectada por ciclo,  $PCI$  o poder calorífico inferior do combustível e  $\eta_c$  o rendimento da combustão. Não se consideram dependências da qualidade e extensão da combustão com as histórias de pressão e temperatura no interior do cilindro. Considerou-se aqui  $\eta_c = 0,99$ . Alternativamente poderiam ter sido consideradas as influências das histórias de pressão e temperatura no rendimento da combustão, o que, contudo, sairia do âmbito do presente trabalho pois significaria considerar o ciclo de operação completo do motor.

Considera-se que a combustão num motor de ignição por compressão (Diesel) se desenrola por fases, mercê do tipo de preparação de mistura e inflamação, podendo considerar-se no processo quatro fases, início da combustão ou atraso da inflamação, combustão explosiva e combustão progressiva e após o término da injeção a combustão por difusão, das últimas porções de combustível. A fase da combustão explosiva é também denominada fase de pré-mistura pois, nessa fase, dá-se a combustão do combustível que já está misturado com o ar (Martins, 2006). De uma forma mais simplificada, também existem autores na literatura (Bhaskar e Pramod, 2008) que consideram a combustão Diesel como estando apenas dividida em duas fases, uma primeira de pré-mistura e uma posterior, de difusão.

Para descrever os ganhos de calor que ocorrem num cilindro de um motor Diesel, devidos à queima do combustível, existem diversos modelos na literatura, como o modelo de Whitehouse e Way (Whitehouse e Way, 1971), e a utilização de uma função de Wiebe simples (Gogoi e Baruah, 2010) ou dupla (Sakhrieh *et al.*, 2010). Considera-se neste estudo uma função de Wiebe dupla (Sakhrieh *et al.*, 2010), por o modelo de Whitehouse e Way ser mais apropriado para motores a gasolina e por, comparando as funções de Wiebe simples e dupla, a dupla ser a que descreve a combustão Diesel com maior exatidão.

### 1.6.2 – Função de Wiebe dupla

A combustão é dividida em duas fases: fase de pré-mistura e fase de difusão, de acordo com a hipótese 5, sendo utilizados os índices  $p$  e  $d$ , respectivamente para as referenciar.

Neste modelo, o padrão de libertação de calor é dado por:

$$\begin{aligned} \frac{dQ_{comb.}}{d\theta} = & a \left( \frac{Q_p}{\theta_p} \right) m_p \left( \frac{(\theta - \theta_{ign.})}{\theta_p} \right)^{m_p-1} \exp \left( -a \left( \frac{(\theta - \theta_{ign.})}{\theta_p} \right)^{m_p} \right) \\ & + a \left( \frac{Q_d}{\theta_d} \right) m_d \left( \frac{(\theta - \theta_{ign.})}{\theta_d} \right)^{m_d-1} \exp \left( -a \left( \frac{(\theta - \theta_{ign.})}{\theta_d} \right)^{m_d} \right) \end{aligned} \quad (3.23)$$

$Q_p$  e  $Q_d$  representam a libertação de energia integrando ao longo das fases de pré-mistura e difusão, sendo

$$Q_{comb.} = Q_p + Q_d \quad (3.24)$$

O parâmetro  $\theta_p$  representa a duração em ângulo de cambota, da fase de pré-mistura da combustão e o parâmetro  $\theta_d$  representa a duração em ângulo de cambota da fase de difusão da combustão. As constantes  $m_p$  e  $m_d$  são factores de forma da função para as fases de combustão de pré-mistura e difusão, respectivamente e a constante  $a$  é um coeficiente da função de Wiebe (Colaço *et al.*, 2010; Scappin *et al.*, 2012), que será de novo abordado mais adiante. Normalmente, o valor dessas constantes obtém-se do ajuste a resultados experimentais (Heywood, 1988; Sakhrieh *et al.*, 2010).

O parâmetro  $\theta_{ign.}$  representa o *timing* de ignição de combustível que é dado pela soma do momento da injeção com o atraso à ignição (Colaço *et al.*, 2010):

$$\theta_{ign.} = \theta_{inj.} + \theta_{atr.} \quad (3.25)$$

O atraso à ignição é dado pela equação de Hardenberg e Hase (Colaço *et al.*, 2010):

$$\theta_{atr.} = (0.36 + 0.22 \cdot V_m) \exp \left[ \frac{618840}{CN + 25} \left( \frac{1}{R_u T} - \frac{1}{17190} \right) + \left( \frac{21.2}{p - 12.4} \right)^{0.63} \right] \quad (3.26)$$

Onde  $V_m$  representa a velocidade média do êmbolo,  $CN$  representa o número de cetano do combustível,  $T$  e  $p$  representam a temperatura e a pressão (em bar) no começo da injeção. Ainda em relação à equação (3.23), não sendo este um trabalho experimental, é necessário recorrer à literatura para se conseguir a definição dos valores de  $a$ ,  $m_p$  e  $m_d$ , bem como da energia libertada durante as duas fases de combustão,  $Q_p$  e  $Q_d$ . Esses parâmetros são os que permitem descrição da combustão no presente estudo. Não foi encontrado na literatura, qualquer estudo que faça referência a um motor idêntico ao estudado nem tão pouco um estudo que investigue as características de combustão de combustíveis residuais.

Vai ser assumido neste estudo  $a = 6,9$  em concordância com alguns resultados da literatura (Serrano *et al.*, 2009; Payri *et al.*, 2011) em que é utilizada a função de Wiebe dupla. Em ambos os estudos, o parâmetro  $a$  foi definido como sendo indicador da eficiência da combustão e tendo em conta que, tal como nos referidos estudos, se considera que a eficiência da combustão Diesel é de 99%, para descrever esse facto utiliza-se  $a = 6,9$ .

Breuer (1995), estudou a influência de algumas propriedades dos combustíveis na libertação de calor em motores Diesel com injeção directa. Em comparação com o presente estudo, Breuer utilizou um motor com dimensões inferiores ( $c = 120$  mm e  $d = 105$  mm), e dois combustíveis com números de cetano semelhantes: *gas oil* com número de cetano entre 50 e 54 e *RME* com número de cetano entre 54 e 58. Breuer obteve para os dois combustíveis  $m_p = 3,05$  e  $3,18$  respectivamente e  $m_d = 1,64$  e  $1,68$ , respectivamente. Assim, definimos  $m_p$  e  $m_d$  de acordo com a Tabela 3.1.

Tabela 3.1 – Valores de  $m_p$  e  $m_d$  considerados para ambos os combustíveis

	CN	$m_p$	$m_d$
<b>Destillate</b>	57	3,18	1,68
<b>IFO</b>	50	3,05	1,64

Apesar de certos autores como Alkidas (1987b) terem verificado a existência de uma relação entre a massa de combustível que é admitida por ciclo e a massa que é consumida na fase de pré-mistura, outros autores como Sakrieh *et al.* (2010) optam por atribuir um valor fixo à massa consumida na fase de pré-mistura.

Alkidas (1987a e b) investigou a relação entre alguns parâmetros de operação do motor e a massa de combustível consumida na pré-mistura. Utilizando dois motores Diesel mono-cilíndricos, um pequeno de alta velocidade (Alkidas, 1987a) e um motor Diesel maior e mais lento (Alkidas, 1987b), o autor obteve resultados que demonstram a existência de uma relação entre a fracção de combustível queimada na fase de pré-mistura e a quantidade total de massa de combustível injetada. Assim, de acordo com o obtido por Alkidas (1987b), adaptado de acordo com Vaz (2012) por o motor estudado por Alkidas (1987b) ser menor do que o do presente estudo, no motor em estudo a fracção de combustível queimada na pré-mistura varia com a velocidade de rotação e tempo de injeção, conforme se apresenta nas Tabelas 3.2 e 3.3:

Tabela 3.2 – Fracção de combustível queimado na pré-mistura em função da velocidade de rotação do motor em estudo

<b>Velocidade de rotação [r.p.m.]</b>	<b>Fracção queimada na pré-mistura [%], <math>Q_p</math></b>
900	22
1050	12
1160	7

Tabela 3.3 – Fracção de combustível queimado na pré-mistura em função da duração da injeção.

<b>Duração da injeção [°]</b>	<b>Fracção queimada na pré-mistura [%], <math>Q_p</math></b>
59	6
69	12
79	32

### 1.7 – Variação dos calores específicos com a temperatura

Como foi referido anteriormente, os calores específicos da mistura gasosa são dependentes da temperatura. Essa dependência traduz-se numa relação polinomial que tem o seguinte aspecto (Coelho e Costa, 2010):

$$\frac{c_p}{R_g} = a_1 + a_2 \cdot T_g + a_3 \cdot T_g^2 + a_4 \cdot T_g^3 + a_5 \cdot T_g^4 \quad (3.27)$$

Após a obtenção do valor do calor específico a pressão constante, consegue obter-se o calor específico a volume constante pelas relações conhecidas:

$$c_v = c_p - R_g \quad (3.28)$$

Os valores dos coeficientes do polinómio utilizados foram obtidos do programa Cantera para os diferentes constituintes do combustível considerados, para duas gamas de temperaturas diferentes (Tabela 3.4):

Tabela 3.4 – Coeficientes polinomiais. Fonte: Goodwin (2001)

Espécie	Temperatura (K)	a <sub>1</sub>	a <sub>2</sub>	a <sub>3</sub>	a <sub>4</sub>	a <sub>5</sub>
Hidrogénio	200 – 1000	2,34	$7,98 \times 10^{-3}$	$-1,95 \times 10^{-5}$	$2,02 \times 10^{-8}$	$-7,38 \times 10^{-12}$
	1000 – 3500	3,34	$-4,94 \times 10^{-5}$	$4,99 \times 10^{-7}$	$-1,80 \times 10^{-10}$	$2 \times 10^{-14}$
Carbono	200 – 1000	2,55	$-3,22 \times 10^{-4}$	$7,34 \times 10^{-7}$	$-7,32 \times 10^{-10}$	$2,67 \times 10^{-13}$
	1000 – 3500	2,61	$-1,96 \times 10^{-4}$	$1,07 \times 10^{-7}$	$-1,64 \times 10^{-11}$	$8,19 \times 10^{-16}$
Azoto	300 – 1000	3,30	$1,41 \times 10^{-3}$	$-3,96 \times 10^{-6}$	$5,64 \times 10^{-9}$	$-2,44 \times 10^{-12}$
	1000 – 5000	2,93	$1,49 \times 10^{-3}$	$-5,68 \times 10^{-7}$	$1,01 \times 10^{-10}$	$-6,75 \times 10^{-15}$
Enxofre	200 – 1000	2,32	$4,78 \times 10^{-3}$	$-1,42 \times 10^{-5}$	$1,57 \times 10^{-8}$	$-5,97 \times 10^{-12}$
	1000 – 3500	2,88	$-5,11 \times 10^{-4}$	$2,54 \times 10^{-7}$	$-4,46 \times 10^{-11}$	$2,67 \times 10^{-25}$

## 2 – Resolução do sistema de equações diferenciais

### 2.1 – Métodos de passo simples

Para a resolução da equação diferencial (3.13) que fornece a história de pressão no interior do cilindro, utiliza-se um método de passo simples, o método de Runge-Kutta de ordem 4, como descrito por Martins e Rebelo (2006) e como utilizado por Colaço *et al.* (2010). A utilização de um método numérico por oposição a um método analítico, capaz de produzir um resultado exacto, justifica-se devido ao facto de a variação da pressão no interior do cilindro não constituir um problema linear. De facto, ela é dependente da própria pressão, o que inviabiliza a utilização de um método analítico.

Para se descrever esse método, começa-se por definir o que são métodos de passo simples, para o que se considera a equação diferencial

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dy(\theta)}{d\theta} = f(\theta, y) \\ y(\theta_{ini}) = \alpha \end{array} \right. \quad (3.29)$$

Tendo-se  $\theta \in [\theta_{ini}, \theta_{fin}]$  e sabendo que a função  $f$  e as suas derivadas têm de ser contínuas, como será aqui o caso. De facto, a equação (3.13) tem o formalismo da equação (3.29), identificando  $p(\theta)$  com  $y(\theta)$ .

Considere-se no intervalo  $[\theta_{ini}, \theta_{fin}]$  os pontos igualmente espaçados de  $h$ :

$$\left\{ \begin{array}{l} \theta_i = \theta_{ini} + ih \quad i=0, 1, 2, \dots, N \\ \theta_{fin} = \theta_{ini} + Nh. \end{array} \right. \quad (3.30)$$

Os pontos  $\theta_i$  designam-se nodos e a  $h$ , chama-se passo.

Designam-se por métodos de passo simples, aqueles em que o valor aproximado no nodo  $\theta_{i+1}$  depende do valor aproximado obtido no nodo anterior, como é o caso dos métodos de Taylor e de Runge-Kutta. Os métodos de Taylor de ordem elevada têm a desvantagem de exigirem o cálculo de várias derivadas de  $f(\theta, y)$  e podem por isso tornar-se complicados e demorados em alguns problemas. Os métodos de Runge-Kutta podem ter o grau de precisão dos métodos de Taylor sem terem o inconveniente do cálculo das derivadas.

## 2.2 – Método de Runge-Kutta de 4.<sup>a</sup> ordem

O método de Runge-Kutta mais utilizado é o de ordem 4 porque com um nível razoável de complexidade permite alcançar uma muito boa taxa de convergência no processo iterativo da solução da equação diferencial. A solução da equação diferencial,  $y(\theta)$ , deve ter derivadas contínuas até à 5.<sup>a</sup> ordem.

O método de Runge-Kutta de ordem 4 obtém os valores de  $y(\theta)$  nos  $N$  nodos em que é discretizado o intervalo  $[\theta_{ini}, \theta_{fin}]$ .

$$\begin{cases} y_0 = \alpha & i=0, 1, 2, \dots, N-1 \\ y_{i+1} = y_i + \frac{1}{6}(K_1 + 2K_2 + 2K_3 + K_4), \end{cases} \quad (3.31)$$

Onde  $K_1$ ,  $K_2$ ,  $K_3$  e  $K_4$  são parâmetros do método e obtêm-se de:

$$K_1 = h \cdot f(\theta_i, y_i) \quad (3.32 \text{ a})$$

$$K_2 = h \cdot f\left(\theta_i + \frac{h}{2}, y_i + \frac{1}{2}K_1\right) \quad (3.32 \text{ b})$$

$$K_3 = h \cdot f\left(\theta_i + \frac{h}{2}, y_i + \frac{1}{2}K_2\right) \quad (3.32 \text{ c})$$

$$K_4 = h \cdot f(\theta_i + h, y_i + K_3) \quad (3.32 \text{ d})$$

### 3 – Método para avaliação dos aspectos ambientais

#### 3.1 – NO<sub>x</sub>

Para se conseguir prever a quantidade de NO<sub>x</sub> produzido na queima de combustível recorre-se ao programa Cantera (Goodwin, 2001), mais especificamente ao seu interface desenvolvido para ser utilizado em MATLAB. O Cantera recebe a informação da pressão e temperatura do modelo fenomenológico, bem como a composição da mistura gasosa e o volume disponível no cilindro. Utilizando essa informação estima a produção de NO<sub>x</sub> que ocorre durante um intervalo de tempo previamente definido e guarda essa informação. Posteriormente recebe as novas informações relativas à pressão, temperatura e volume do cilindro para, com base no valor de NO<sub>x</sub> previamente obtido, estimar a quantidade de NO<sub>x</sub> produzida no momento seguinte.

O Cantera reconhece objectos, que são entidades do programa que têm um comportamento pré-definido e métodos que são indicações dadas ao programa para que ele saiba, por exemplo, durante quanto tempo ele deve calcular a formação das novas espécies. Utiliza-se o objecto *reactor* para simular o cilindro do motor, especificando-se o volume do sistema fechado dado pela equação (3.15). No *reactor* indica-se também o conteúdo do cilindro, definindo-se a fracção mássica de cada espécie. Utiliza-se o método *advance* que integra o sistema de equações diferenciais ordinárias que determinam a taxa de mudança do volume do *reactor*, a massa de cada espécie e a energia total em detrimento do método *equilibrate* por este não permitir que se definisse o passo de tempo. O passo de tempo utilizado na integração é de 10<sup>-5</sup> segundos.

Com a utilização do Cantera, apesar de se poderem definir diferentes propriedades instantâneas da mistura gasosa, está-se a assumir uma simplificação muito forte que é a existência de composição da mistura homogénea, o que não corresponde à realidade para motores Diesel.

#### 3.2 – SO<sub>x</sub>

O SO<sub>x</sub> produzido no processo de combustão depende somente do conteúdo em enxofre do combustível. Desta forma, sabendo que a maioria do SO<sub>x</sub> formado (95%) corresponde a SO<sub>2</sub> (Larbi e Bessour, 2010), é razoável assumir que todo o enxofre do combustível se oxidará em SO<sub>2</sub>.

### 4 – Método utilizado para os aspectos económicos

Tendo como base o câmbio entre dólares americanos e euros do dia 11 de Maio de 2011 e o preço de cada combustível, fornecido pela GALP no dia 21 de Outubro de 2009, em dólares americanos por tonelada métrica, pode obter-se o custo aproximado por unidade de energia:



$$\begin{aligned} & \{\text{preço por tonelada (USD/tm)}\} / PCI \text{ (MJ/kg)} = \\ & = \{\text{preço por unidade de energia (USD/GJ)}\} \end{aligned} \quad (3.33)$$

O custo por unidade de energia do combustível *Destillate* é:

$$656/42,42 = 15,46 \text{ USD/GJ} = 10,77 \text{ € / GJ} \quad (3.34)$$

E o do IFO:

$$461/40,59 = 11,36 \text{ USD / GJ} = 7,91 \text{ € / GJ} \quad (3.35)$$

Neste trabalho, para além de se avaliarem as diferenças no preço de cada combustível, é avaliada também a necessidade de aquisição de equipamentos anti-poluente consoante os resultados obtidos no estudo. São negligenciados eventuais custos adicionais resultantes da alteração do combustível utilizado, por saírem do âmbito deste estudo.

## IV – RESULTADOS E DISCUSSÃO

### 1 – Introdução

Aplicou-se o modelo desenvolvido ao grande motor Diesel semi-rápido caracterizado na Tabela 2.3, que é o motor que equipa a classe «Vasco da Gama», produzido pelo fabricante MTU.

A Tabela 4.1 resume as propriedades físico-químicas aqui adoptadas para os dois combustíveis, *Destillate* e IFO. A Tabela 4.2 resume as propriedades relevantes para a avaliação dos diferentes desempenhos no presente estudo, técnico, ambiental e económico.

Tabela 4.1 – Características dos combustíveis relevantes para o modelo. Fonte – Adaptado de Marinha Portuguesa (n.d.)

Variável	<i>Destillate</i>	IFO
Poder Calorífico Inferior, <i>PCI</i> (MJ/kg)	42,42	40,59
Massa volúmica, $\rho$ (kg/ m <sup>3</sup> )	860	939
Número de cetano (-)	57	50
Hidrogénio % (m/m)	11,34	11,23
Carbono % (m/m)	86,61	84,76
Enxofre % (m/m)	3,05	3,99
Razão H/C (mol/mol)	1,57	1,59

Tabela 4.2 – Propriedades relevantes para a avaliação dos desempenhos técnico, ambiental e económico

Desempenho	Propriedades
Técnico	<i>PCI</i> , calores específicos, massa volúmica, massa molar, número de cetano
Ambiental	Conteúdo de enxofre, temperatura adiabática de chama (relacionada com razão H/C e calores específicos), razão H/C e <i>PCI</i> (define emissões de CO <sub>2</sub> /MJ)
Económico	<i>PCI</i> , conteúdo de enxofre

A viscosidade não aparece considerada na tabela 4.2 por, como foi referido no capítulo 2 do presente trabalho, ser considerado que é possível submeter o IFO (o combustível mais viscoso de entre

os dois em estudo) a um pré-aquecimento para que passe a apresentar a mesma viscosidade do *Destillate*.

Relativamente ao estudo do desempenho técnico vão ser consideradas as condições de utilização do combustível actual como sendo as nominais. Assim, a operação nominal corresponde aos valores presentes na Tabela 4.3.

Tabela 4.3 – Valores nominais de operação

Variável	Valor
Velocidade de rotação, $N$ (r.p.m.)	1050
Ciclos por segundo (1/s)	8,75
Caudal mássico de combustível de todo o motor, $\dot{m}$ (g/s)	140
Caudal mássico por ciclo e por cilindro (g/ciclo/cil.)	1,33
Caudal volúmico de combustível, $Q_v$ (m <sup>3</sup> /s)	$1,63 \times 10^{-4}$
Potência injectada, $P$ ( $\dot{m} \times PCI$ ) (MW)	5,9
Duração da injeção em ângulo de cambota, $\Delta\theta$ (°)	69
Avanço à injeção em ângulo de cambota, $\theta_i$ (°)	13
Pressão de sobrealimentação (bar)	2,7

Obtiveram-se as histórias de pressão e temperatura do período entre o fecho da válvula de admissão e a abertura da válvula de escape, variando o combustível, o tempo de injeção e a velocidade de rotação. Na comparação dos dois combustíveis manteve-se na injeção: i) o caudal mássico; ii) o caudal volúmico; iii) a potência. Para a obtenção do valor do caudal mássico de combustível nominal recorreu-se ao diagrama de desempenho do motor (Figura 4.1). Os valores de consumo específico do diagrama de desempenho dizem respeito a um combustível Diesel que esteja de acordo com a norma DIN 51 601 e que tenha um poder calorífico inferior mínimo de 42,8 MJ/kg. Como nenhum dos combustíveis no presente estudo cumpre essas especificações, os valores do consumo específico devem ser corrigidos de acordo com a seguinte relação:

$$C_{s_{\text{fuel}}} = C_{s_{\text{DD}}} \times \frac{PCI_{\text{DD}}}{PCI_{\text{fuel}}} \quad (4.1)$$

Em que  $C_{s_{\text{fuel}}}$  e  $C_{s_{\text{DD}}}$  representam respectivamente o consumo específico para o combustível que se pretende utilizar e o que se lê no diagrama de desempenho e  $PCI_{\text{DD}}$  e  $PCI_{\text{fuel}}$  representam respectivamente o poder calorífico inferior do combustível utilizado para a construção do diagrama de desempenho e o do combustível que se quer utilizar.

O critério utilizado para definir o caudal mássico injectado nominal foi, pela leitura do diagrama, conhecendo-se a velocidade de rotação do motor, utilizar-se um consumo específico tão

pequeno quanto possível, ao qual corresponde uma determinada potência efectiva que o motor consegue desenvolver. Multiplicando o consumo específico por essa potência obtém-se o caudal mássico injectado. Não foi escolhido o ponto de potência máxima para a velocidade de rotação escolhida pois esse ponto poderia revelar-se impossível de conseguir com o outro combustível.

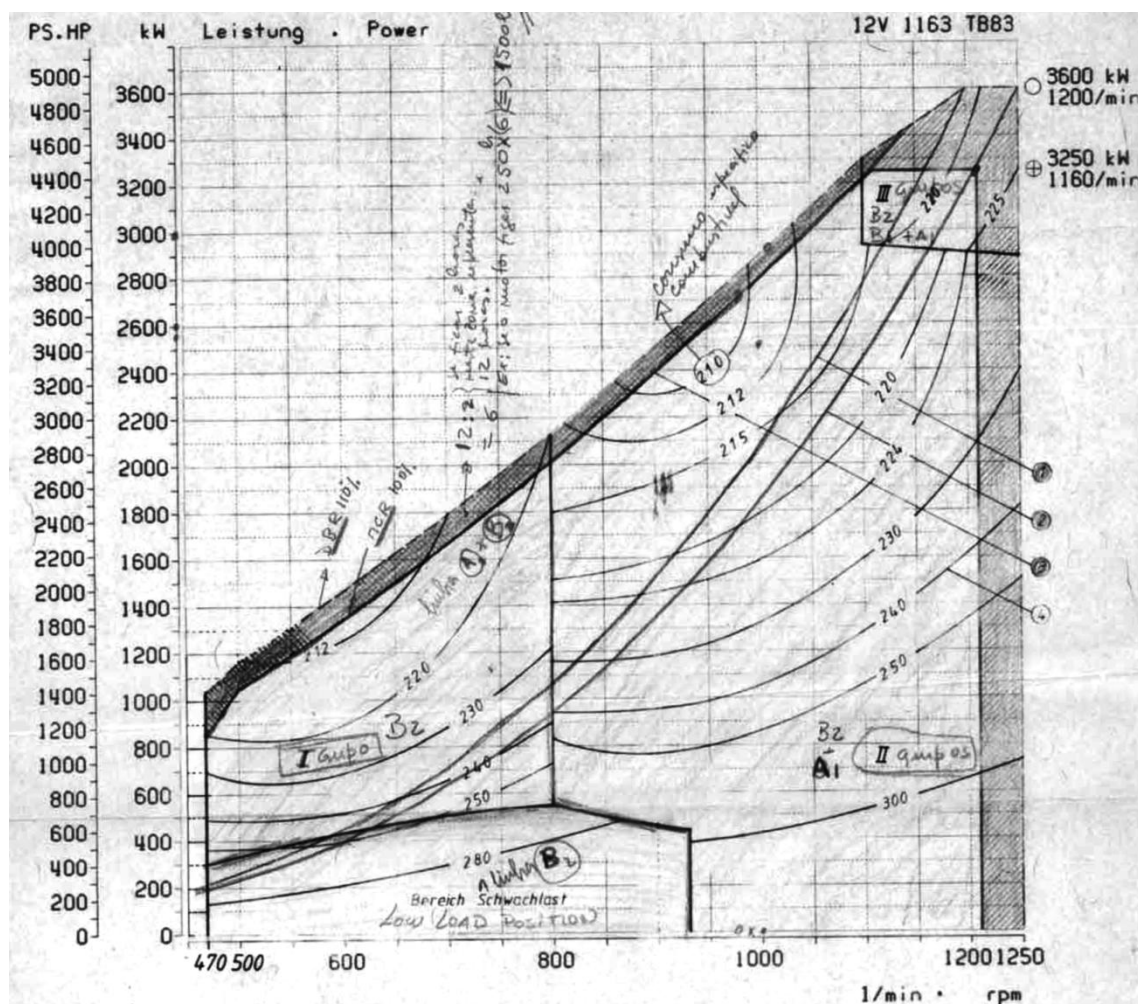


Figura 4.1 – Diagrama de desempenho do motor.

Seguidamente avaliou-se só para o combustível IFO, por ser o combustível que se pretende começar a utilizar, o efeito da variação da velocidade de rotação do motor e o efeito da alteração (aumento e diminuição) da duração da injeção, mas sempre mantendo a quantidade de combustível injectado por ciclo.

Aplicaram-se, posteriormente, essas histórias de pressão e temperatura ao programa Cantera, para obter a história de formação dos óxidos de azoto (NO e NO<sub>2</sub>). Conhecendo o teor de enxofre do combustível, foi possível prever a emissão dos óxidos de enxofre (SO<sub>x</sub>) para o IFO, tendo sido considerado pelos motivos anteriormente apresentados que as mesmas eram compostas apenas de SO<sub>2</sub>.

Apresentam-se os resultados sob a forma gráfica, no intervalo entre 180° antes e 180° depois do PMS.

## 2 – Viabilidade técnica

### 2.1 – Comparação com resultados existentes na literatura

Os resultados obtidos utilizando o modelo desenvolvido foram comparados com os alcançados por Sarvi *et al.* (2008a), Sakhrieh *et al.* (2010), Sarvi e Zevenhoven (2010) e Larbi e Bessrouir (2010).

Sarvi *et al.* (2008a) e Sarvi e Zevenhoven (2010) focaram-se apenas na emissão de poluentes. Contudo, são aqui referidos porque trabalharam sobre um grande motor Diesel semi-rápido, no qual obtiveram um pico de pressão de cerca de 200 bar, o que é bastante semelhante ao obtido no presente trabalho.

Sakhrieh *et al.* (2010), desenvolveram um modelo semelhante ao utilizado neste trabalho que aplicaram a um motor Diesel de dimensões menores, tendo obtido o resultado exposto na Figura 4.2.

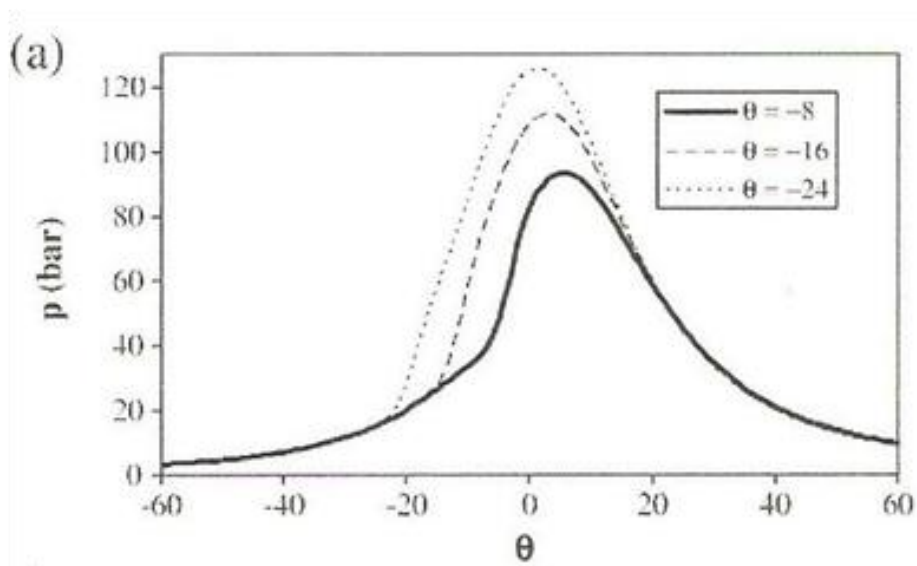


Figura 4.2 – História de pressão de um motor Diesel pequeno. Fonte: Sakhrieh *et al.* (2010)

Procurou-se reproduzir esta experiência, utilizando um ângulo de injeção de  $-8^\circ$ ,  $-16^\circ$  e  $-24^\circ$ , no modelo desenvolvido no presente trabalho. Como Sakhrieh *et al.* (2010), não explicitam informações precisas relativamente ao combustível, foram utilizados os valores de *Destillate* na simulação por ser o combustível com propriedades mais semelhantes ao Diesel, combustível utilizado no referido trabalho. Obtiveram-se os resultados presentes na Figura 4.3.

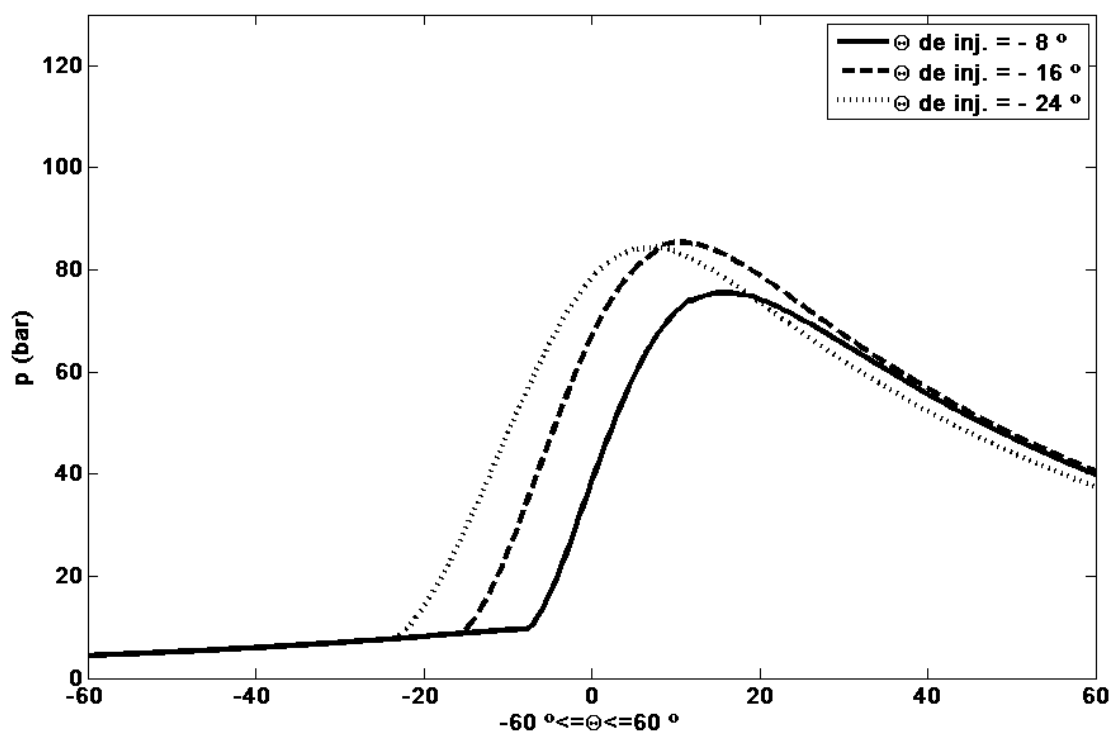


Figura 4.3 – Histórias de pressão obtidas utilizando as condições descritas em Sakhrieh *et al.* (2010)

Considera-se que a história de pressão obtida na simulação apresenta um aspecto semelhante ao obtido por Sakhrieh *et al.* (2010), pois antecipar o momento de injeção, afastando-o do ponto morto superior, produz um pico de pressão cada vez mais cedo no ciclo. A diferença no valor da pressão máxima obtido pode ser explicada pela utilização das características diferentes de combustível, bem como pela utilização de um polinómio diferente para a especificação dos calores específicos do combustível, pois a utilização de um combustível mais denso e com um *PCI* menor provocará certamente uma diminuição no pico de pressão. A diferença verificada no pico de pressão para o  $\theta$  de injeção mais cedo pode ser explicado pela quantidade de combustível injectado pois, como tal informação era omissa, foi arbitrado um valor. Assim, basta que a quantidade de combustível considerada por Sakhrieh *et al.* (2010) seja superior e que este seja menos denso e tenha um maior *PCI* do que o *Destillate* para que os picos de pressão aumentem, reproduzindo a Figura 4.3.

A pressão na Figura 4.3 aumenta devido a um duplo efeito, nomeadamente a compressão dos gases como resultado do movimento do êmbolo e a libertação de calor durante a combustão. Isto explica o nível mais elevado de pressão que se verifica para um *timing* de injeção mais cedo (Sakhrieh *et al.*, 2010).

Larbi e Bessrour (2010) utilizam também um motor semelhante ao do presente estudo, tendo obtido um pico de pressão de cerca de 180 bar para um rácio de equivalência de 0,6. Utilizando um motor ligeiramente maior do que o do presente estudo, pretenderam simular a emissão de poluentes de

um motor Diesel marítimo, tendo também obtido a variação de pressão, verificando-se o resultado exposto na Figura 4.4.

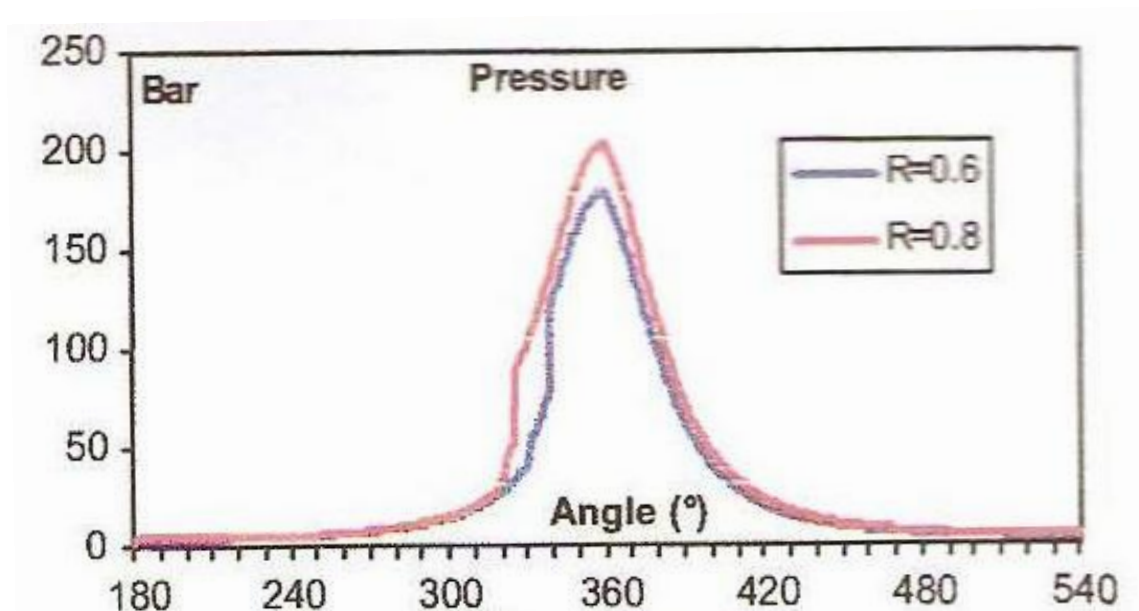


Figura 4.4 - História de pressão de um motor Diesel. Fonte: Larbi e Bessrou (2010)

Procurou-se reproduzir as condições do trabalho de Larbi e Bessrou (2010). Como os autores não informam relativamente ao combustível, utilizaram-se os dados do *Destillate* do presente trabalho. Relativamente a condições de operação, foram mantidas as do presente trabalho, quando não especificadas. Obtiveram-se os resultados presentes na Figura 4.5.

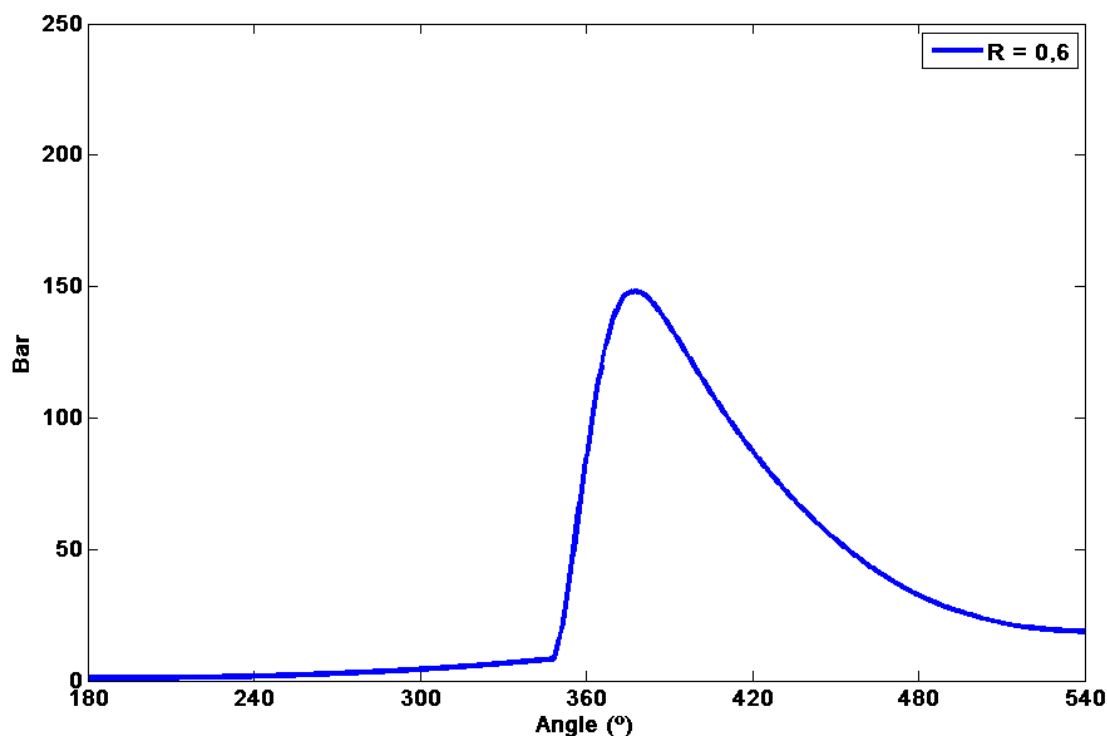


Figura 4.5 – História de pressão de um motor utilizando as condições descritas em: Larbi e Bessrou (2010)

As diferenças obtidas relativamente ao pico de pressão alcançado podem ser explicadas pela utilização de um combustível diferente. Ao se compararem os resultados da literatura com as imagens obtidas pelo modelo desenvolvido para as mesmas condições, foram verificadas semelhanças notórias. Tal poderá indicar que o modelo desenvolvido permite obter resultados fiáveis.

## 2.2 – Variação das propriedades dos combustíveis

As diferentes propriedades do *Destillate* e do IFO com as quais o modelo desenvolvido consegue lidar e que conduzem a diferenças no comportamento do motor (em particular da combustão) são: PCI, calores específicos, massa volúmica, massa molar e número de cetano, conforme foi visto na Tabela 4.3. Para se testar o modelo consideraram-se três casos específicos, que consistem em, comparativamente com a utilização do *Destillate*, considerar-se constante: o caudal mássico de combustível injectado, o caudal volúmico injectado e a potência injectada com IFO. De imediato explicaremos as diferenças que esperamos encontrar entre estes três casos e que os torna relevantes estudar.

Previsivelmente, a utilização do mesmo caudal mássico de combustível injectado vai levar a que se obtenham pressões superiores quando se utiliza *Destillate*, devido a ser um combustível com maior conteúdo energético por unidade de massa. A utilização do mesmo caudal volúmico injectado deve levar a maiores pressões no caso do IFO pois este é um combustível com maior massa volúmica,



pelo que a manutenção do caudal volúmico de combustível injectado resulta do aumento do caudal mássico injectado, o que provocará certamente uma maior pressão no combustível de massa volúmica maior. Este parâmetro é interessante estudar também por ser um dos factores que influencia a atomização do combustível. Finalmente, a utilização da mesma potência injectada deve levar a que se mantenha a pressão entre a utilização do *Destillate* e IFO, residindo a única diferença esperada no momento do pico de pressão pois a o menor número de cetano do IFO provocará um menor atraso à injeção.

As Figuras 4.6 a 4.8 mostram os resultados obtidos ao se mudar de combustível. Considera-se para o IFO, comparativamente com o *Destillate*, os casos de se manterem constantes o caudal mássico de combustível ( $cmf$ ), o caudal volúmico ( $Q_v$ ) e a potência ( $P.I.$ ) injectados. Mantêm-se constantes os restantes parâmetros de operação tidos como nominais, de acordo com a Tabela 4.3.

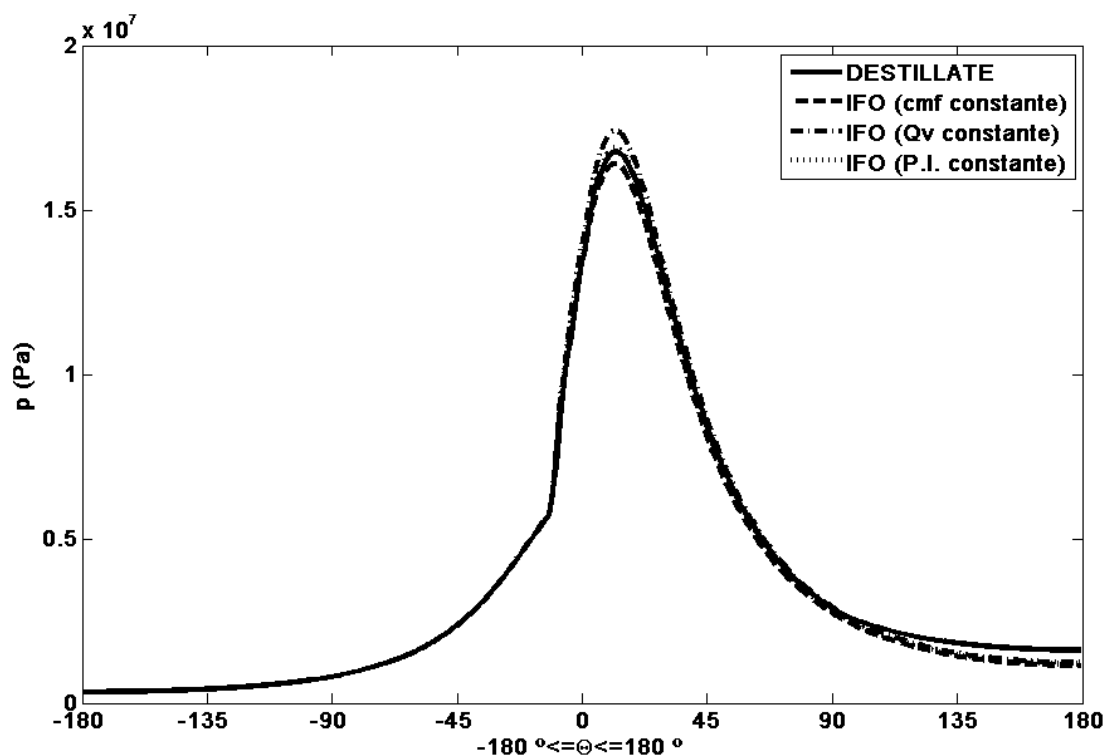


Figura 4.6 – Histórias de pressão no cilindro para IFO e *Destillate*.

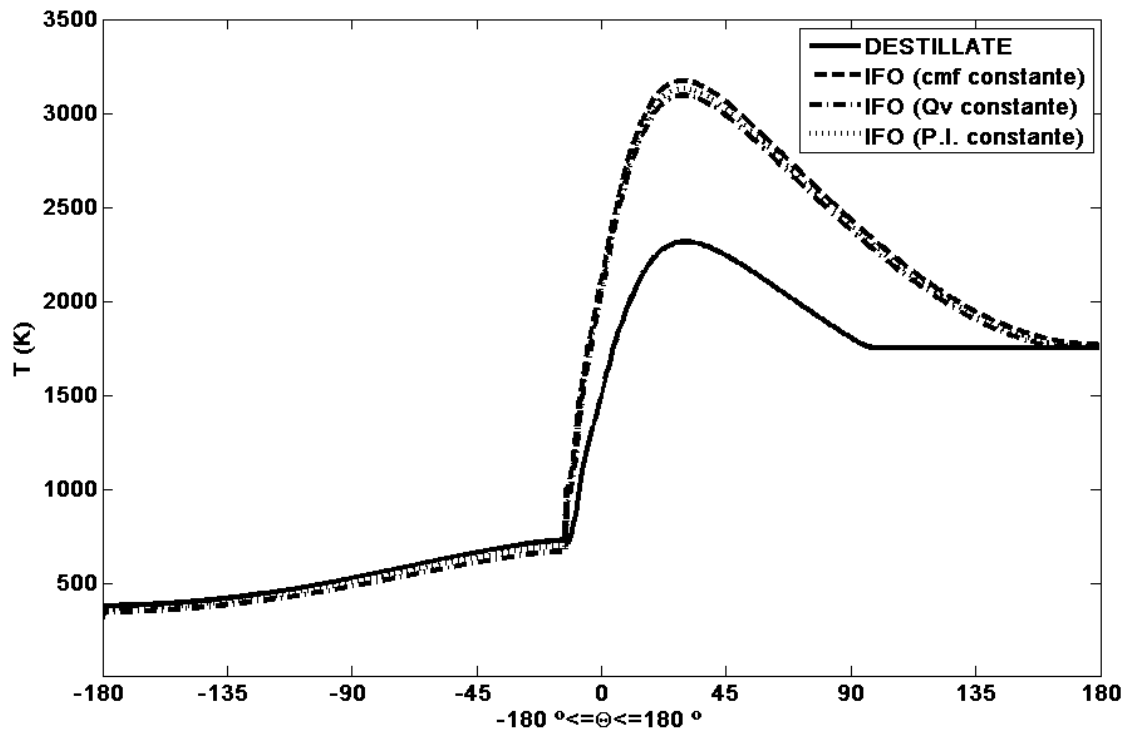


Figura 4.7 – Histórias de temperatura no cilindro para IFO e *Destillate*.

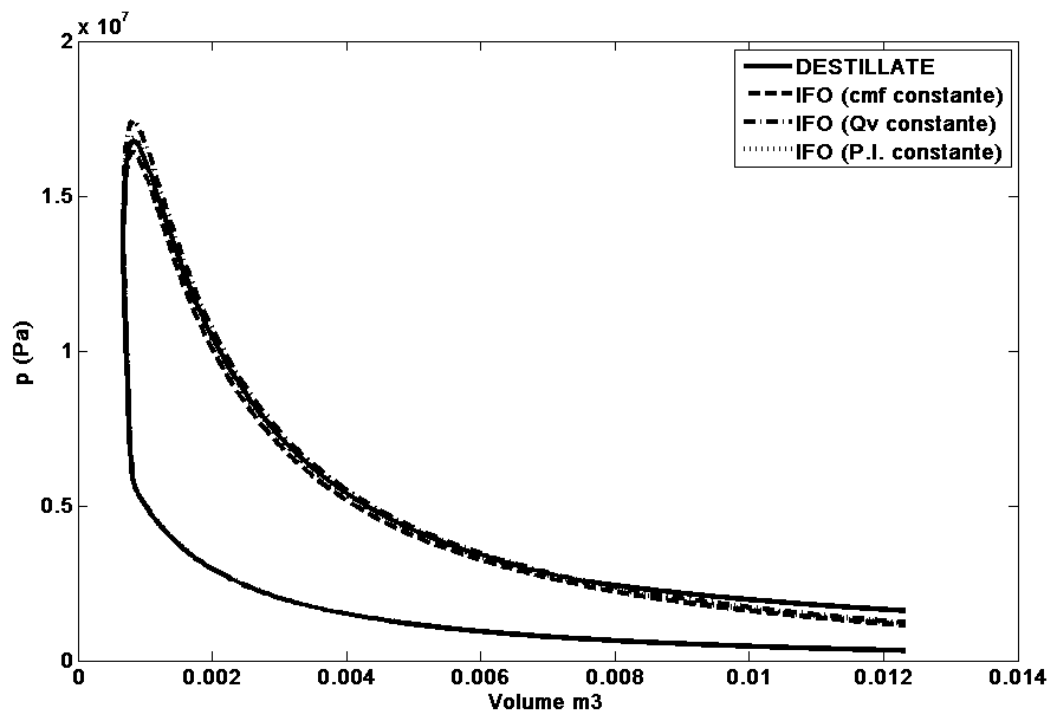


Figura 4.8 – Diagramas  $p$ - $V$  para IFO e *Destillate*.

Considera-se somente o período de  $360^\circ$  centrado no ponto morto superior (PMS), de acordo com o referido na hipótese 2, pois o modelo pretende simular os acontecimentos entre o fecho da

válvula de admissão e a abertura da válvula de escape. O valor de  $0^\circ$  corresponde, em todas as imagens, ao PMS onde começa o tempo de expansão.

Considerando o mesmo caudal mássico injectado no motor para os dois combustíveis, a utilização de IFO, que tem *PCI* inferior, conduz a uma pressão máxima no interior do cilindro menor em 2% relativamente ao *Destillate* (Figura 4.6). Essa redução vai provocar, para as condições consideradas, um pior desempenho do motor operando a IFO o que deverá ser evitado, nomeadamente através da alteração da duração da injeção e da velocidade de rotação do motor. O aumento da duração da injeção de combustível será acompanhado pela utilização de um caudal mássico de injeção menor relativamente ao nominal o que levará a um aumento mais suave da pressão no interior do cilindro. O incremento da velocidade de rotação a que o motor opera levará a que exista menos tempo para a injeção de combustível e a que a quantidade de energia dissipada pelas paredes do motor, por unidade de tempo, seja menor.

Ao se considerar para os dois combustíveis o caudal volúmico de combustível injectado constante verifica-se, tal como era esperado, um valor maior de pressão quando se utilizou IFO. Tal acontece porque a massa volúmica do IFO é maior o que leva a que para se manter o caudal volúmico se tenha de aumentar o caudal mássico injectado, o que levará a um pico de pressão maior para o IFO.

Quando se considera para o IFO a mesma potência injectada que se utiliza para o *Destillate*, não se verificam diferenças significativas no valor do aumento de pressão que ocorre no interior do cilindro. A única diferença consiste no valor do atraso à ignição, que ocorre mais cedo com IFO do que com o *Destillate* devido ao menor número de cetano do primeiro.

A obtenção das histórias de temperatura e do diagrama *p-V* terão utilidade no resto do trabalho (Figuras 4.7 e 4.8). As histórias de temperatura utilizando os dois combustíveis serão importantes quando se pretender estimar as emissões de  $\text{NO}_x$  pois a formação desse composto está directamente relacionada com as temperaturas atingidas durante a combustão bem como com o tempo de permanência a essas temperaturas. As diferenças obtidas para os dois combustíveis estarão relacionadas com a sua diferente massa molar.

A área interna do diagrama *p-V* corresponde ao trabalho efectuado durante o ciclo de operação e relaciona-se com a potência, o binário e a pressão média.

### 2.3 – Variação da duração de injeção

As Figuras 4.9 a 4.11 mostram os resultados obtidos, na operação com IFO, para três durações de injeção: a nominal ( $\Delta\theta=69^\circ$ ), uma menor ( $\Delta\theta=59^\circ$ ) e outra maior ( $\Delta\theta=79^\circ$ ). Se fosse produzida simplesmente a alteração das durações de injeção, uma maior duração iria permitir que mais massa de combustível fosse injectada por ciclo obtendo-se assim mais pressão no interior do cilindro, verificando-se o oposto para uma menor duração de injeção. Assim, para além de se considerar a variação da duração de injeção, considerou-se constante a massa de combustível injectada por ciclo

de forma a eliminar esse efeito. Mantiveram-se os valores nominais dos restantes parâmetros de operação do motor, de acordo com a Tabela 4.3.

Desta forma, espera-se que para uma maior duração de injeção se origine um menor pico de pressão no interior do cilindro devido a se queimar uma maior fracção do combustível durante a fase de pré-mistura, sendo o oposto válido para uma menor duração de injeção.

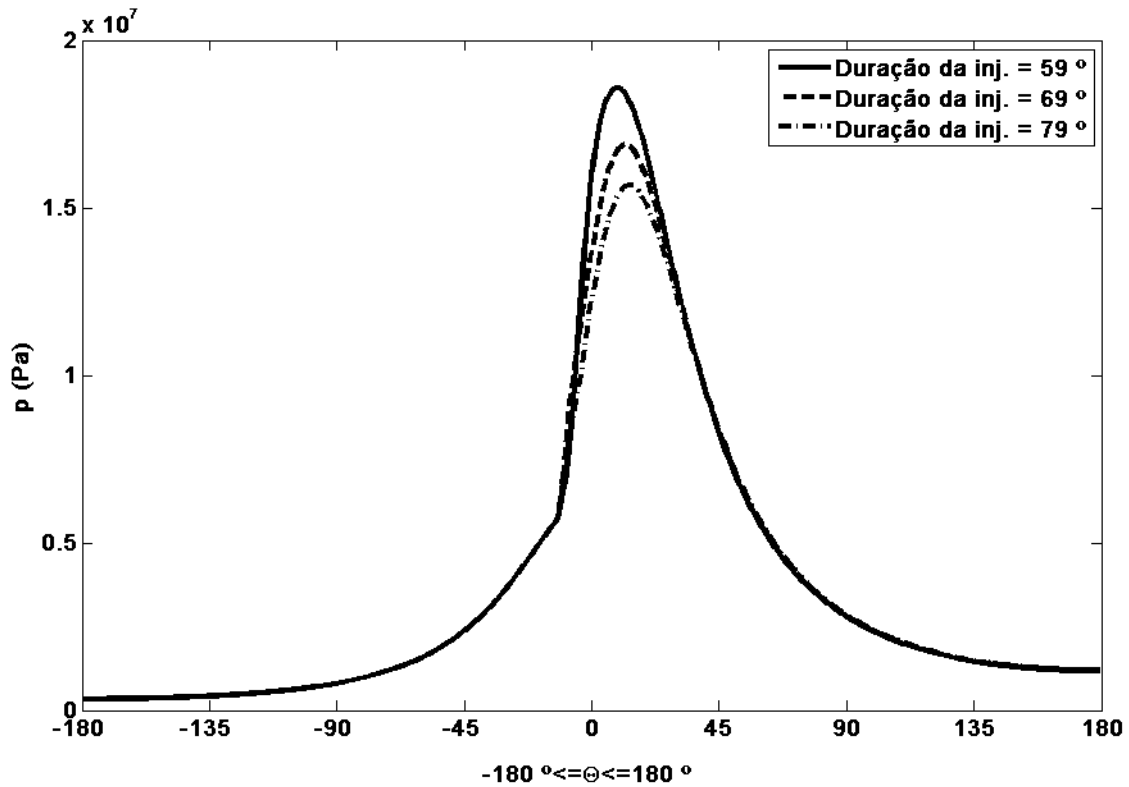


Figura 4.9 – Histórias de pressão no cilindro do motor alimentado a IFO, para diferentes durações da injeção medidas em ângulo de cambota:  $\Delta\theta=59^\circ$ ,  $\Delta\theta=69^\circ$  e  $\theta=79^\circ$

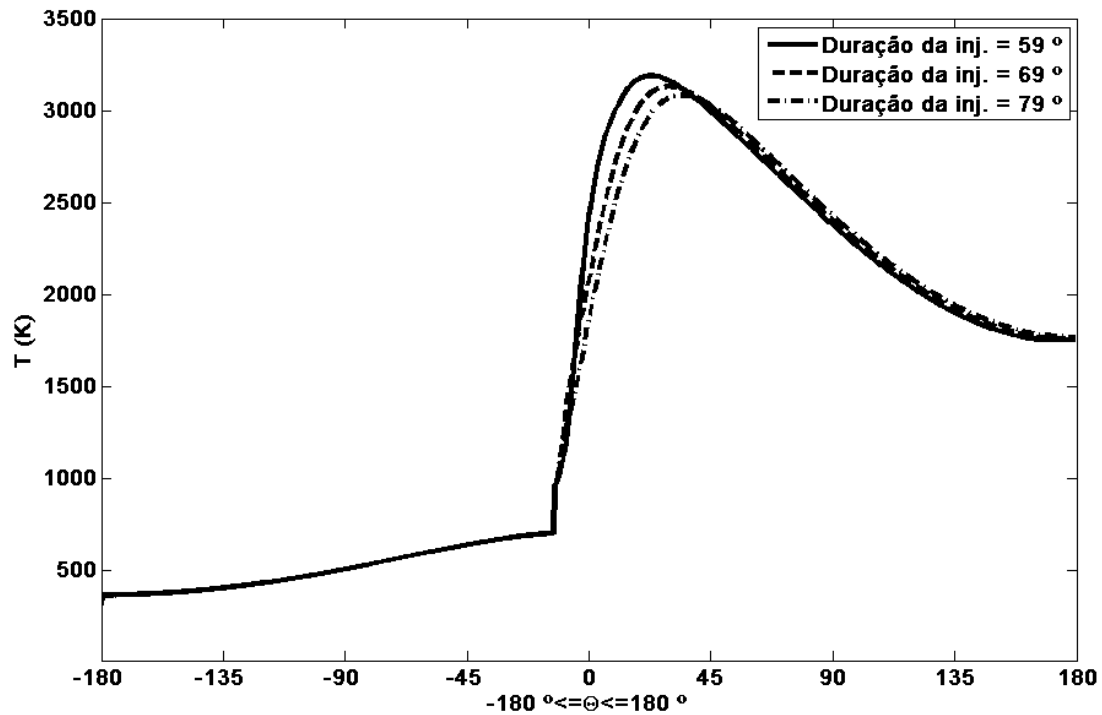


Figura 4.10 – Histórias de temperatura no cilindro do motor alimentado a IFO, para diferentes durações da injeção medidas em ângulo de cambota:  $\Delta\theta=59^\circ$ ,  $\Delta\theta=69^\circ$  e  $\Delta\theta=79^\circ$ .

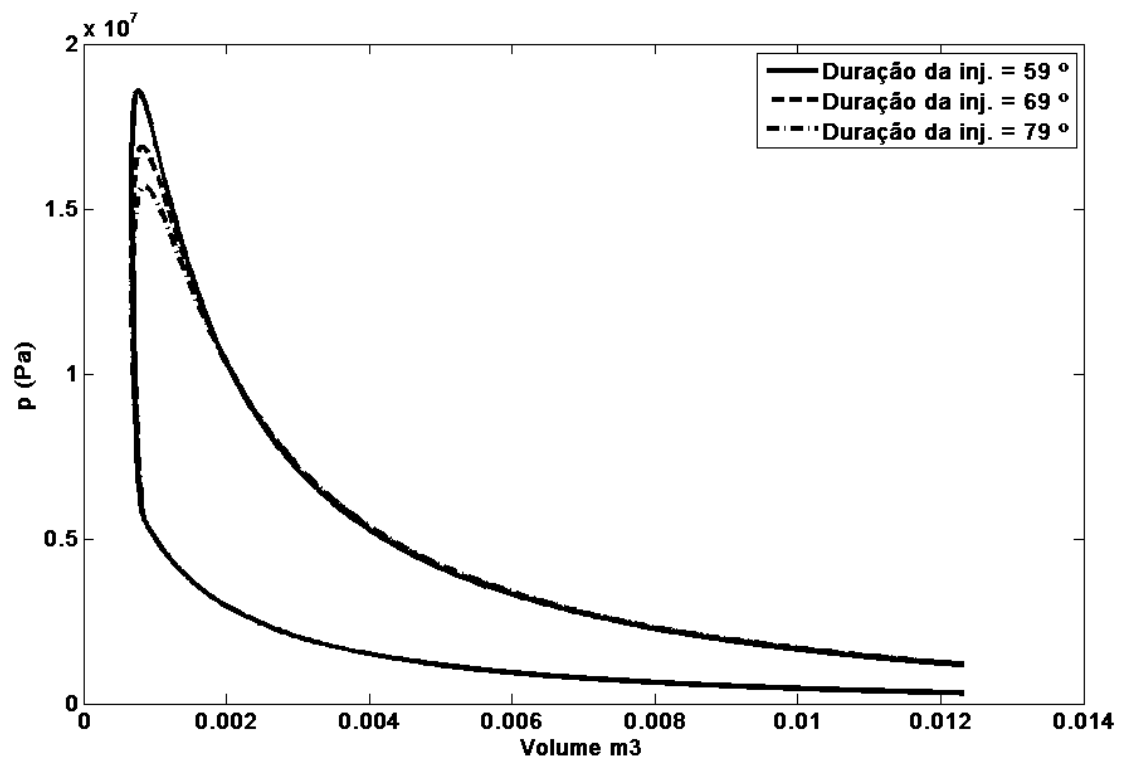


Figura 4.11 – Diagramas  $p$ - $V$  no cilindro do motor alimentado a IFO, para diferentes durações da injeção, medidas em ângulo de cambota:  $\Delta\theta=59^\circ$ ,  $\Delta\theta=69^\circ$  e  $\Delta\theta=79^\circ$ .

Demonstra-se somente o período entre 180 ° antes do PMS e 180 ° depois. A duração da injeção é um factor importante na combustão pois é um dos aspectos que dita a quantidade de combustível que é admitida por ciclo de operação do motor. Contudo, se fosse produzida apenas a variação dessa duração, verificar-se-ia a variação da massa de combustível por ciclo, o que retiraria o propósito de se verificar o efeito da duração da injeção. Por esta razão foi considerada constante a massa de combustível injectada por ciclo. Assim sendo e tal como seria expectável, a uma maior duração da injeção em ângulo de cambota corresponde uma menor pressão obtida, inferior em 8%, pois o combustível dispõe de mais tempo para queimar e queima-se uma fracção superior durante a fase de pré-mistura, tendo-se verificado igualmente que a utilização de uma duração de injeção inferior à nominal, origina um pico de pressão superior em 10% (Figura 4.9).

A obtenção das histórias de temperatura e do diagrama  $p$ - $V$  terão utilidade no resto do trabalho (Figuras 4.10 e 4.11). As histórias de temperatura utilizando os dois combustíveis serão importantes quando se pretender estimar as emissões de  $\text{NO}_x$  pois a formação desse composto está directamente relacionada com as temperaturas atingidas durante a combustão bem como com o tempo de permanência a essas temperaturas. A área interna do diagrama  $p$ - $V$  corresponde ao trabalho efectuado durante o ciclo de operação e relaciona-se com a potência, o binário e a pressão média.

## 2.4 – Variação da velocidade de rotação, mantendo a massa injectada

Os motores de combustão interna recíprocos operam a velocidade de rotação muito variável no tempo. Assim, a velocidade de rotação constitui um parâmetro incontornável na avaliação do desempenho de um motor.

As Figuras 4.12 a 4.14 mostram os resultados obtidos com a utilização do IFO quando se usam as três velocidades de rotação, a velocidade nominal do estudo,  $N=1050$  r.p.m., velocidade de rotação máxima,  $N=1160$  r.p.m., e quando se diminui a mesma para  $N=900$  r.p.m.. Contudo, deve notar-se que se fosse produzida apenas a variação da velocidade de rotação utilizada, tal provocaria seguramente uma diferente massa de combustível injectado em cada um dos ciclos considerados, de acordo com o diagrama de desempenho do motor. Assim, para eliminar esse efeito, tal como foi feito para a variação da duração de injeção optou-se por se manter constante massa de combustível injectada por ciclo. Mantêm-se constantes os restantes parâmetros de operação tidos como nominais, de acordo com a Tabela 4.3.

Desta forma, é expectável que se verifiquem diferenças no parâmetro  $\frac{dQ_{\text{perd.}}}{d\theta}$ , da equação

3.18 na taxa de perda de energia pois, ao diminuir a velocidade de rotação do motor as perdas térmicas diminuem por unidade de tempo mas aumentam por ciclo. Isso verifica-se por o coeficiente de

transferência de calor por convecção,  $h(\theta)$ , diminuir menos do que aumenta o tempo para a troca de calor.

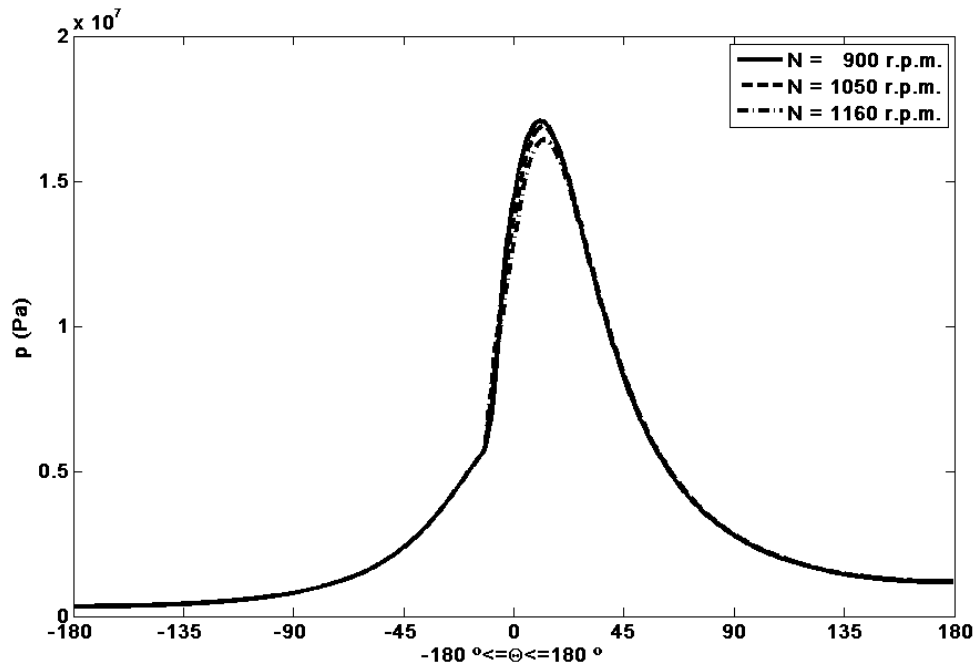


Figura 4.12 – Histórias de pressão no cilindro do motor alimentado a IFO, para as velocidades de rotação do motor testadas:  $N=900$  r.p.m.,  $N=1050$  r.p.m. e  $N=1160$  r.p.m., mantendo a massa injectada constante.

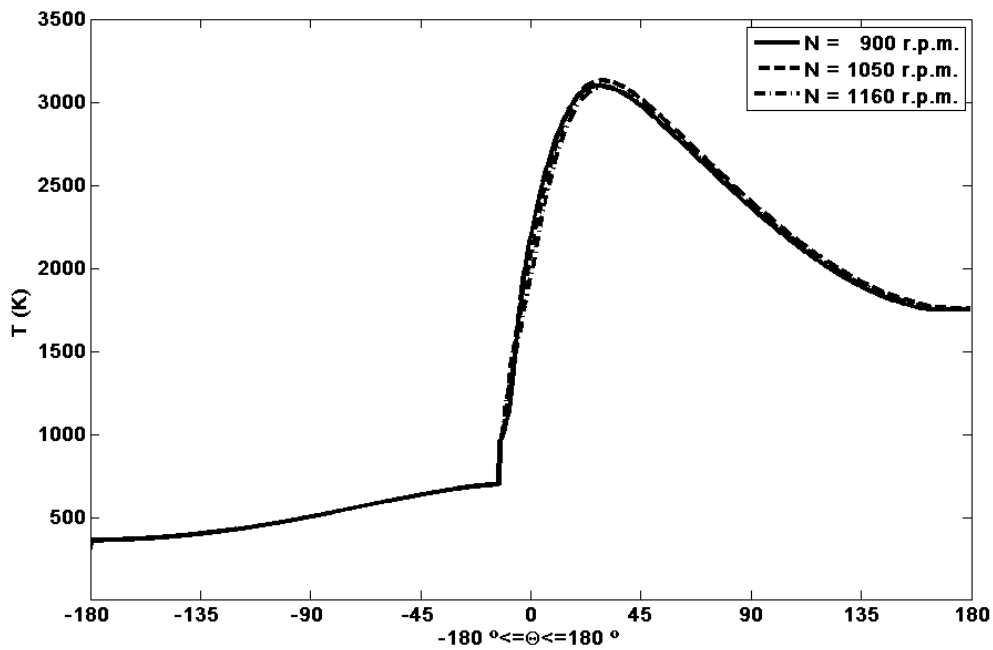


Figura 4.13 – Histórias de temperatura no cilindro do motor alimentado a IFO, para as velocidades de rotação do motor testadas:  $N=900$  r.p.m.,  $N=1050$  r.p.m. e  $N=1160$  r.p.m., mantendo a massa injectada constante.

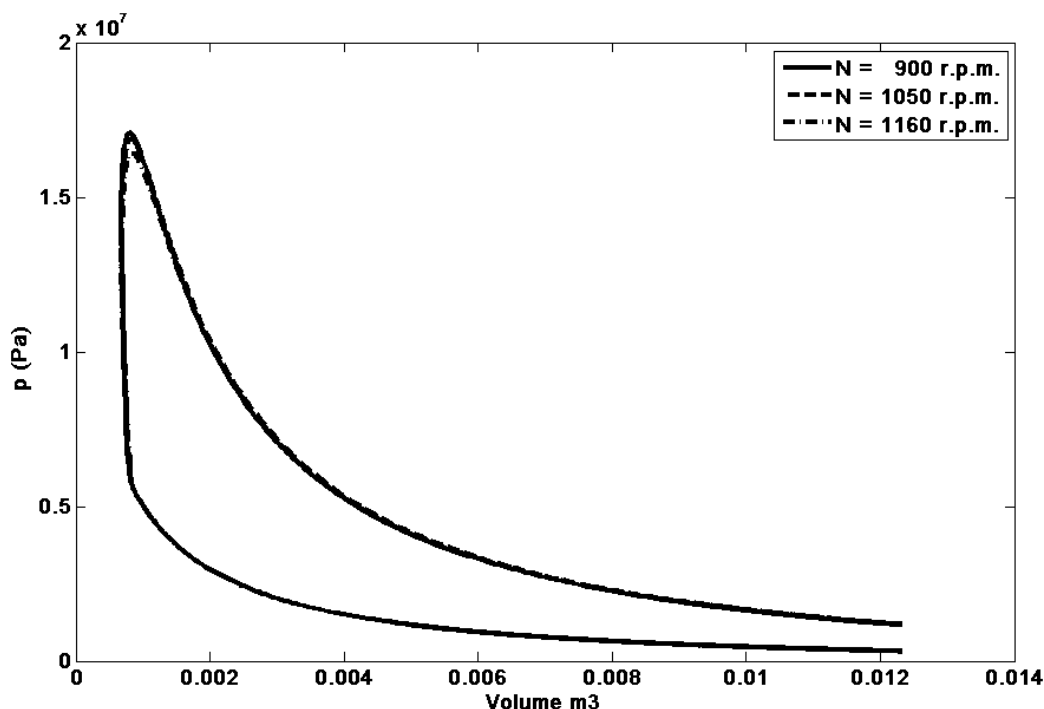


Figura 4.14 – Diagramas  $p$ - $V$  no cilindro do motor alimentado a IFO, para as velocidades de rotação do motor testadas:  $N=900$  r.p.m.,  $N=1050$  r.p.m. e  $N=1160$  r.p.m., mantendo a massa injectada constante.

Considera-se de novo o período entre  $180^\circ$  antes do PMS e  $180^\circ$  depois. O aumento da velocidade do motor aumenta a turbulência e assim o atraso de inflamação será temporalmente reduzido. Se esse atraso for medido em graus de cambota, o resultado é o inverso, ou seja, aumenta. Este aumento do atraso em graus de cambota é praticamente linear com a velocidade do motor. Porém, a alteração da velocidade do motor exerce influência noutras características, tais como a história de temperatura e pressão ao longo do ciclo (Martins, 2006).

A velocidade de rotação do motor afecta a quantidade de massa que pode ser admitida por ciclo pois dela depende o tempo disponível para a ocorrência da injeção. Contudo, neste caso específico considerou-se que era injectada a mesma massa de combustível de modo que as diferenças verificadas não fossem resultantes de mais ou menos massa injectada.

Aumentar a velocidade de rotação, relativamente à considerada nominal, passando de 1050 r.p.m. para 1160 r.p.m., velocidade máxima de funcionamento do motor, conduz a um pico de pressão inferior em cerca de 3 %. A diminuição da velocidade de rotação para 900 r.p.m. aumenta o pico de pressão em 1 % (Figura 4.12). Tais resultados são explicáveis porque a forma de se manter a mesma massa de combustível injectada no motor, por ciclo, passa por aumentar o caudal mássico de combustível injectado para uma menor velocidade de rotação e diminuí-lo quando se verifica o aumento da velocidade de rotação.



A diferença que se verifica nas histórias de temperatura está directamente relacionada com a velocidade de rotação a que o motor se encontra a operar. De facto, tendo sido considerada a mesma massa de combustível injectada por ciclo, o facto de o motor estar a funcionar a uma velocidade mais lenta leva a que haja mais tempo para se dar a transferência de calor entre o gás e as paredes, o que proporciona uma temperatura menor.

A obtenção das histórias de temperatura e do diagrama  $p$ - $V$  terão utilidade no resto do trabalho (Figuras 4.7 e 4.8). As histórias de temperatura utilizando os dois combustíveis serão importantes quando se pretender estimar as emissões de  $\text{NO}_x$  pois a formação desse composto está directamente relacionada com as temperaturas atingidas durante a combustão bem como com o tempo de permanência a essas temperaturas. A área interna do diagrama  $p$ - $V$  corresponde ao trabalho efectuado durante o ciclo de operação e relaciona-se com a potência, o binário e a pressão média.

Em todos os resultados obtidos (Figuras 4.6 a 4.14) se verifica que o pico de pressão ocorre poucos graus após o PMS. De facto, em vez de o pico de pressão ocorrer cerca de  $12^\circ$  após o PMS, seria expectável que tal viesse a ocorrer mais tarde. Esta incongruência nos resultados poderá ser explicada por alguns parâmetros da função de Wiebe dupla, nomeadamente,  $m_p$  e  $m_d$  pois foram obtidos de estudos em que se utilizavam motores menores. Assim se torna explicável que a comparação com os resultados da literatura aparente demonstrar resultados aceitáveis, pois são utilizados motores menores, e que no motor estudado da Marinha Portuguesa os resultados obtidos já pareçam menos fiáveis.

De forma a estudar a influência dos parâmetros  $m_p$  e  $m_d$  da função de Wiebe dupla, será feito uma análise de sensibilidade da mesma.

### 2.5 – Análise de sensibilidade a alguns parâmetros da função de Wiebe dupla

Porque os parâmetros da função de Wiebe dupla escolhidos dizem respeito a um motor Diesel pequeno, vão ser variados os valores nominais anteriormente apresentados na Tabela 3.1.

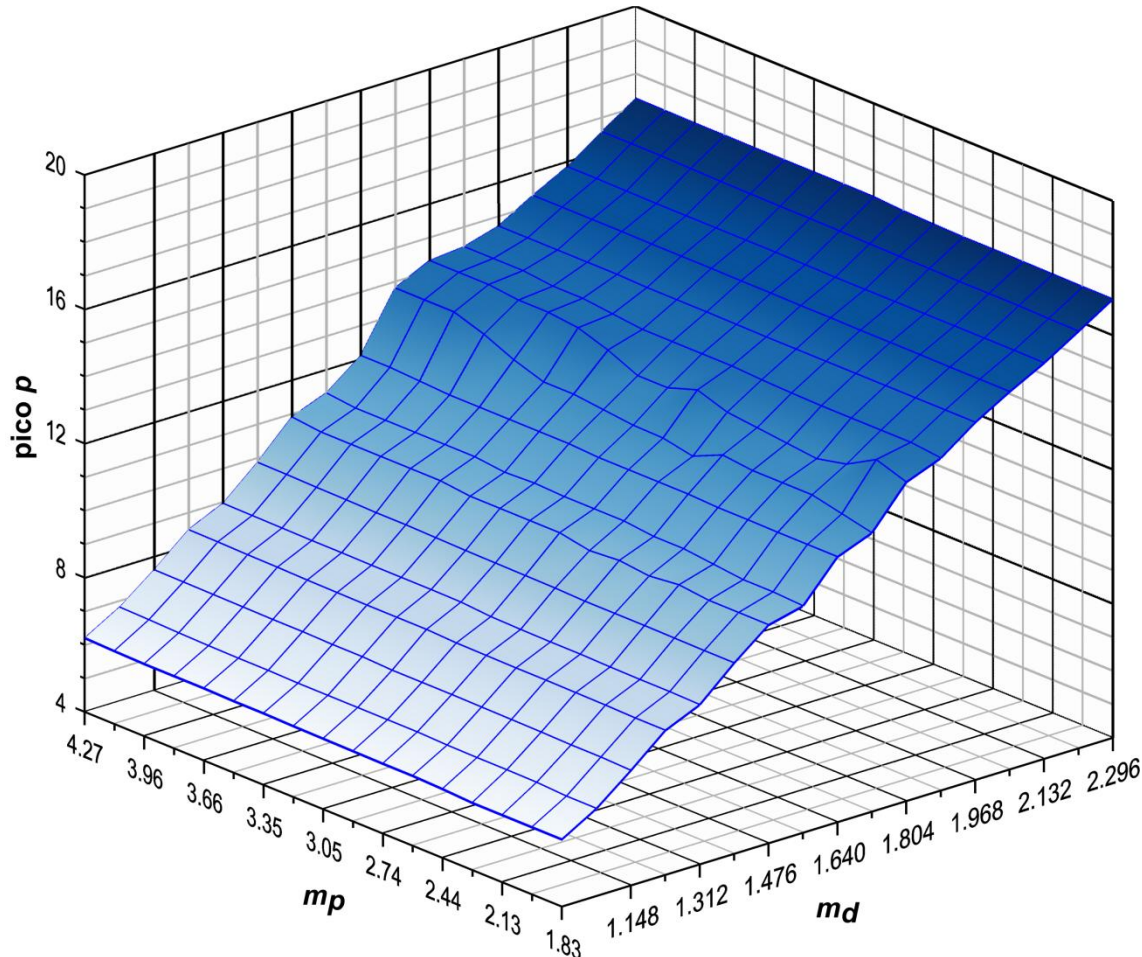


Figura 4.15 – Análise de sensibilidade da influência dos parâmetros  $m_p$  e  $m_d$  no  $\theta$  do pico de pressão do ciclo de operação.

O momento em que ocorre o pico de pressão é influenciado pela função de Wiebe dupla que contempla a combustão de pré-mistura e a combustão por difusão. De forma a verificar-se o efeito dos parâmetros  $m_p$  e  $m_d$  no instante em que ocorre o pico de pressão, foi feita a sua variação até mais e menos 40% relativamente aos seus valores nominais.

Como se vê pela Figura 4.15, a variação de  $m_d$  provoca um efeito muito mais acentuado no momento em que ocorre o pico de pressão relativamente à variação de  $m_p$ . Tal pode ser explicado por o aumento do parâmetro  $m_d$  provocar um afastamento das influências das duas fases de combustão consideradas (pré-mistura e difusão), o que conduz ao aparecimento mais tardio do pico de pressão. Assim, a utilização de um valor de  $m_d$  superior em 40% permitia que o pico de pressão se deslocasse para cerca de  $18^\circ$  após o PMS, o que é um resultado mais de acordo com o esperado. Aumentando em

40% os dois parâmetros, o pico de pressão passaria a ocorrer quase 18° após o PMS. Desta forma, de acordo com a análise de sensibilidade feita a  $m_p$  e  $m_d$ , aparenta ser mais real a utilização de  $m_d=2,3$  e  $m_p=4,3$ .

## 2.6 – Valores indicados e valores efectivos

Uma forma possível de se compararem motores é a partir do conhecimento dos valores de alguns parâmetros, nomeadamente potência, pressão média, consumo específico e binário.

Do modelo desenvolvido vai ser calculada a área de um ciclo em coordenadas p-V, que representa o designado trabalho indicado do motor ( $W_i$ ), ou seja, o trabalho fornecido ao êmbolo pelo fluido motor durante um ciclo do motor (Figuras 4.8, 4.11 e 4.14). É de referir que como o modelo considera apenas os tempos de compressão e expansão, a área obtida (e consequentemente o trabalho) corresponde ao designado trabalho indicado bruto e será previsivelmente superior devido a não se considerarem algumas das perdas que existem ao longo do ciclo. Do trabalho obtém-se posteriormente a pressão média indicada bruta ( $p_{mi}$ ) e a potência indicada bruta ( $\dot{W}_i$ ). A pressão média indica a forma como a cilindrada é aproveitada para produzir trabalho e a potência a taxa a que o trabalho é produzido (Martins, 2006).

Do conhecimento da potência indicada bruta é ainda possível obter os valores do binário indicado bruto ( $B_i$ ) e do consumo específico indicado bruto ( $CS_i$ ). O binário é uma medida do trabalho produzido pelo motor enquanto o consumo específico é um indicador da forma como o combustível é transformado em trabalho (Martins, 2006).

$$p_{mi} = \frac{W_i}{V_v} \quad (4.2)$$

$$\dot{W}_i = \frac{W_i \cdot 2 \cdot N}{T} \quad (4.3)$$

$$B_i = \frac{\dot{W}_i}{2\pi \cdot N} \quad (4.4)$$

$$CS_i = \frac{\dot{m}_f}{\dot{W}_i} \quad (4.5)$$

Sendo  $V_v$  o volume varrido,  $N$  a velocidade de rotação do motor em rotações por segundo,  $T$  o número de tempos do motor e  $\dot{m}_f$  o caudal mássico de combustível que é injetado.

Para as diferentes condições obtiveram-se os seguintes resultados (Tabela 4.4 a 4.6):

Tabela 4.4 – Parâmetros de um cilindro do motor utilizando IFO ou *Destillate* nas condições nominais

Parâmetro	Valor para IFO	Valor para <i>Destillate</i>
Potência indicada bruta	327 kW	343 kW
Binário indicado bruto	2974 Nm	3119 Nm
Consumo específico indicado bruto	134 g/kWh	123 g/kWh
Pressão média indicada bruta	32 bar	33 bar

Tabela 4.5 – Parâmetros de um cilindro do motor utilizando IFO nas outras velocidades de rotação consideradas

Parâmetro	$N = 900$ r.p.m.	$N = 1160$ r.p.m.
Potência indicada bruta	327 kW	355 kW
Binário indicado bruto	2928 Nm	2922 Nm
Consumo específico indicado bruto	136 g/kWh	236 g/kWh
Pressão média indicada bruta	32 bar	32 bar

Tabela 4.6 – Parâmetros de um cilindro do motor utilizando IFO para os outros tempos de injeção estudados.

Parâmetro	$\Delta\theta=59^\circ$	$\Delta\theta=79^\circ$
Potência indicada bruta	330 kW	324 kW
Binário indicado bruto	3000 Nm	2947 Nm
Consumo específico indicado bruto	155 g/kWh	119 g/kWh
Pressão média indicada bruta	32 bar	32 bar

Verifica-se nos resultados obtidos (Tabela 4.4) que com a utilização de *Destillate* em comparação com IFO se conseguem obter valores superiores de potência, binário e pressão média indicados líquidos, bem como menor consumo específico indicado líquido. Contudo, verifica-se também que o aumento da velocidade de rotação do motor utilizando IFO, permite a obtenção de um valor de potência superior à obtida utilizando *Destillate*, se bem que de forma menos eficiente (Tabela 4.5).

Enquanto os valores indicados, líquidos e brutos, se obtêm do próprio ciclo do motor, correspondendo ao funcionamento real, é possível estimar de forma análoga os denominados valores efectivos desses mesmos parâmetros que correspondem aos valores que se obtêm montando o motor num banco de ensaios. Desta forma é possível obter (Tabela 4.7 a 4.9):

Tabela 4.7 – Estimativa dos valores efectivos dos parâmetros de um cilindro do motor nas condições nominais alimentado a IFO ou *Destillate*.

Parâmetro	Valor para IFO	Valor para <i>Destillate</i>
Potência Efectiva	192 kW	196 kW
Binário Efectivo	1746 Nm	1783 Nm
Consumo específico efectivo	228 g/kWh	215 g/kWh
Pressão média efectiva	19 bar	19 bar

Tabela 4.8 – Estimativa dos valores efectivos dos parâmetros do motor utilizando IFO para as outras velocidades de rotação consideradas.

Parâmetro	$N = 900$ r.p.m.	$N = 1160$ r.p.m.
Potência Efectiva	166 kW	206 kW
Binário Efectivo	1761 Nm	1696 Nm
Consumo específico efectivo	226 g/kWh	234 g/kWh
Pressão média efectiva	19 bar	18 bar

Tabela 4.9 – Estimativa dos valores efectivos dos parâmetros do motor utilizando IFO para os outros tempos de injeção estudados.

Parâmetro	$\Delta\theta=59^\circ$	$\Delta\theta=79^\circ$
Potência Efectiva	228 kW	166 kW
Binário Efectivo	2074 Nm	1510 Nm
Consumo específico efectivo	225 g/kWh	231 g/kWh
Pressão média efectiva	22 bar	16 bar

Conforme esperado, os valores obtidos pelo modelo são superiores aos efectivos, obtidos a partir de dados do diagrama de desempenho, pois o modelo não contempla algumas perdas que se verificam na realidade. Verifica-se que para todos os casos estudados o seu rendimento mecânico é relativamente baixo (rendimentos até 70%) quando comparado com a literatura que aponta para valores entre os 75 e os 90% (Martins, 2006). Tal facto pode ser explicado pela mistura pobre utilizada ( $\phi=0,5$ ) o que provoca um rendimento menor.

### 3 – Viabilidade ambiental

O estudo da viabilidade ambiental da troca de combustível vai resumir-se à estimativa das emissões de  $\text{NO}_x$  e  $\text{SO}_x$  por serem os poluentes mais restringidos pela legislação. O estudo das emissões de  $\text{NO}_x$  vai ser feito recorrendo ao programa Cantera e será feito para as diferentes condições estudadas na viabilidade técnica (diferente combustível, diferente duração da injeção e diferente velocidade de rotação do motor). A estimativa das emissões de  $\text{SO}_x$  resume-se ao conhecimento do conteúdo em enxofre do combustível e assumindo que todo esse enxofre será convertido em  $\text{SO}_2$ .

#### 3.1 – $\text{NO}_x$

Para a verificação da viabilidade ambiental utilizam-se os resultados obtidos na verificação da viabilidade técnica. Primeiramente comparam-se os resultados obtidos para as condições nominais da utilização de *Destillate* e de IFO. Posteriormente, na sequência do que foi feito para verificar a viabilidade técnica, avaliam-se os efeitos da alteração de parâmetros na emissão de  $\text{NO}_x$  utilizando o combustível IFO. Assim, são utilizadas as histórias de pressão e temperatura obtidas na modelação anterior para o combustível IFO, primeiro para diferentes velocidades de rotação do motor e posteriormente para diferentes tempos de injeção.

De acordo com o estipulado na legislação, e para a velocidade nominal do motor considerada, o valor máximo de emissão é de 11,194 g/kWh. Sendo 1 kWh correspondente a 3,6 MJ, o valor máximo da emissão de  $\text{NO}_x$  obtido corresponde a 3,109 g/MJ.

$$\frac{11,194 (g/kWh)}{3,6 (MJ)} = 3,109 g_{\text{NO}_x} / MJ \quad (4.6)$$

De forma análoga, podem obter-se os valores máximos de emissão de  $\text{NO}_x$  para as outras velocidades de rotação consideradas,  $N=900$  r.p.m. e  $N=1160$  r.p.m. Assim para a velocidade de

rotação  $N=900$  r.p.m. está estipulado um máximo de emissão de  $3,207 \text{ g}_{\text{NO}_x}/\text{MJ}$  e para a velocidade  $N=1160$  r.p.m. está estipulado um limite de emissão de  $3,048 \text{ g}_{\text{NO}_x}/\text{MJ}$ .

Inserindo no programa Cantera as histórias de pressão e temperatura obtidas por simulação, conforme descrito no capítulo II obtém-se o resultado, em kg de  $\text{NO}_x/\text{kg}$  de combustível. Esse resultado é depois convertido para as unidades referidas anteriormente ( $\text{kg}/\text{MJ}$ ), dividindo cada valor pelo poder calorífico inferior do combustível. A título indicativo podem ser obtidos os mesmos valores limites em unidades de partes por milhão (ppm), pois resultados expressos nesta unidade são equivalentes a resultados expressos em  $\text{mg}/\text{kg}$ . Assim, a  $3,109 \text{ g}$  de  $\text{NO}_x/\text{MJ}$  (para  $1050$  r.p.m.) correspondem  $0,126$  ppm; a  $3,207 \text{ g}$  de  $\text{NO}_x/\text{MJ}$  (para  $900$  r.p.m.) correspondem  $0,1302$  ppm; e a  $3,048 \text{ g}$  de  $\text{NO}_x/\text{MJ}$  (para  $1160$  r.p.m.) correspondem  $0,1237$  ppm.

Combinando as duas informações, relativamente aos valores máximos estipulados na legislação e aos valores obtidos pela utilização do Cantera, obtém-se a Figura 4.16, referente à comparação das emissões nas condições nominais, utilizando ambos os combustíveis. Seguidamente obtém-se para as diferentes velocidades de rotação estudadas e para os diferentes tempos de injeção considerados os resultados das Figuras 4.17 e 4.18, utilizando o combustível IFO.

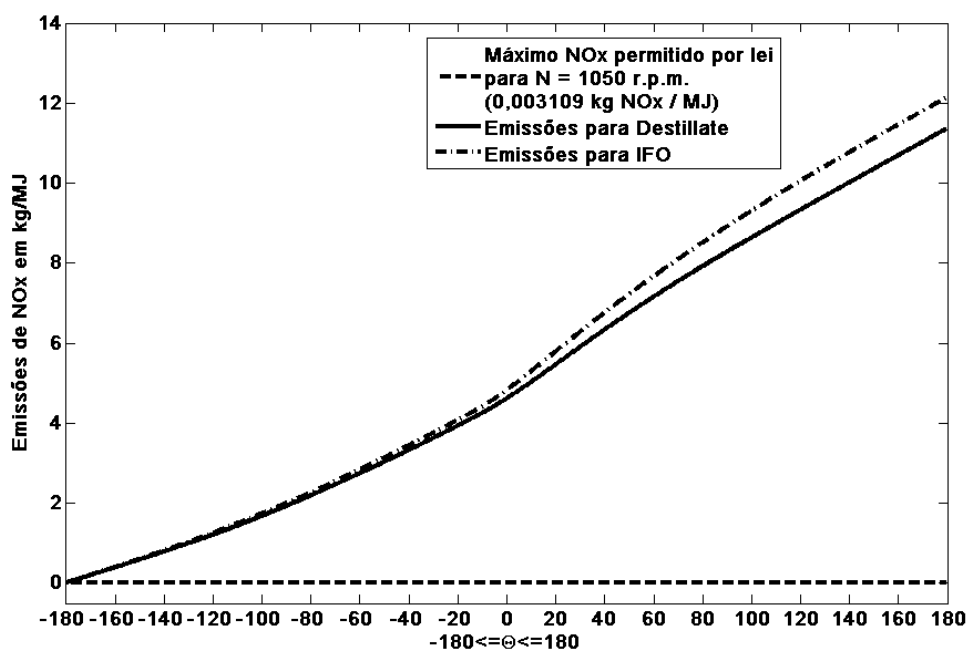


Figura 4.16 – Previsão das emissões e valor máximo permitido na legislação para os dois combustíveis, considerando as condições nominais de operação do motor.

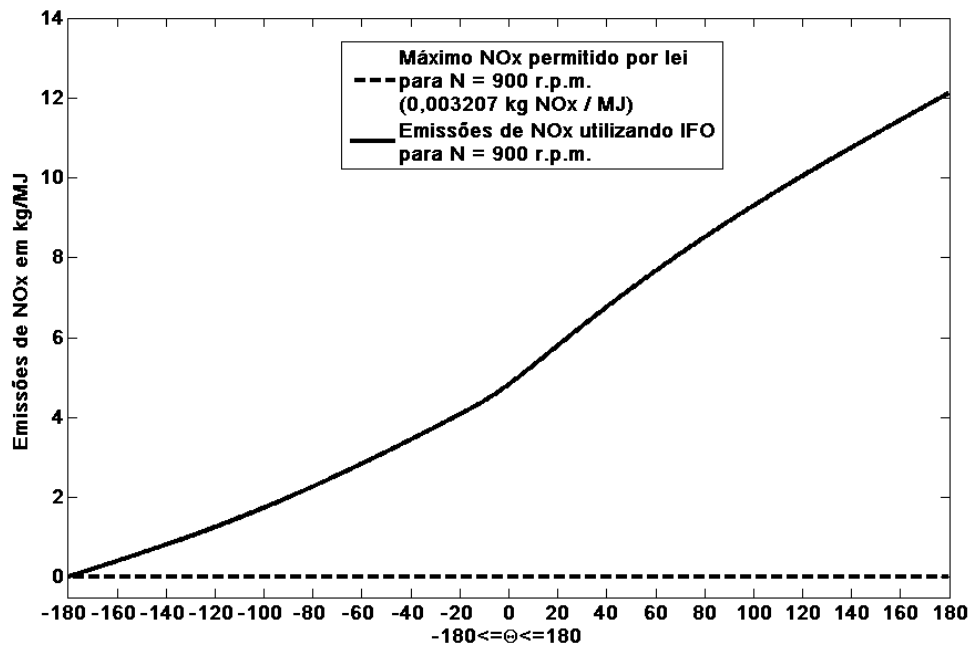


Figura 4.17 – Previsão das emissões e valor máximo permitido na legislação para uma velocidade inferior à nominal ( $N=900$  r.p.m.), utilizando IFO.

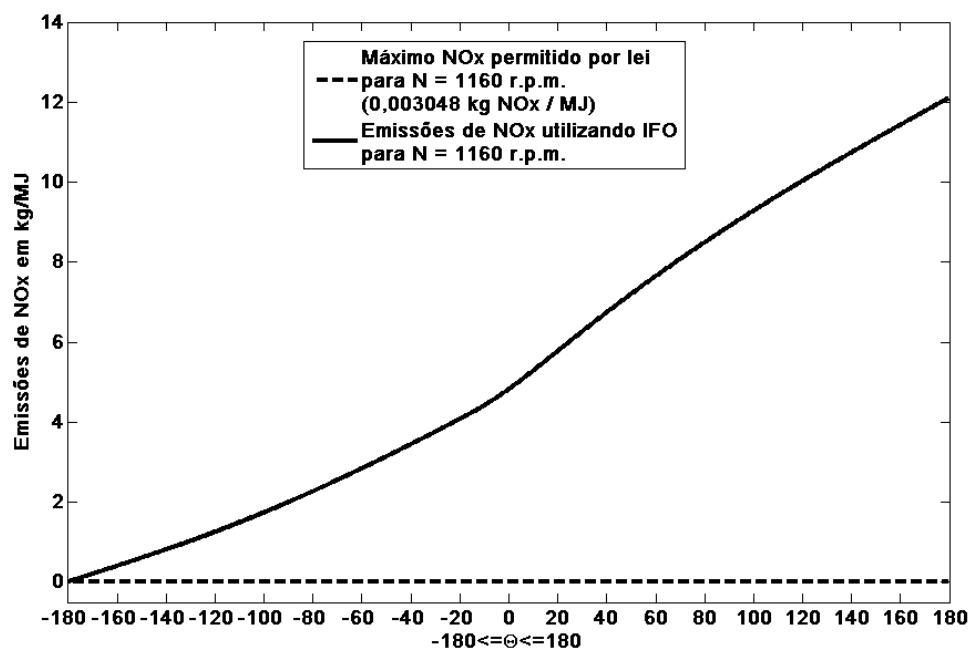


Figura 4.18 – Previsão das emissões e valor máximo permitido na legislação para uma velocidade superior à nominal ( $N=1160$  r.p.m.), utilizando IFO.

Na avaliação da emissão de poluentes foi considerado que a mudança de combustível aconteceria mantendo a potência efectiva do motor constante. Como se pode ver na Figura 4.18, a



utilização de IFO em detrimento de *Destillate* produz uma maior quantidade de  $\text{NO}_x$  por ciclo de operação. Tal pode ser explicado por os combustíveis apresentarem diferentes histórias de pressão e temperatura, verificando-se picos mais elevados de temperatura com a utilização de IFO. Contudo, para ambos os combustíveis, é ultrapassado o limite legal de emissões (Figura 4.16).

Como foi dito no subcapítulo anterior, no estudo da viabilidade técnica, a utilização de velocidades de rotação do motor diferentes vai proporcionar uma quantidade de combustível admitido diferente, pois a velocidade de rotação influencia o tempo para admitir combustível. O que se verifica de novo, nas Figuras 4.17 e 4.18 é que a emissão de  $\text{NO}_x$  volta a superar o legalmente permitido.

Todos estes resultados são obtidos considerando que o combustível não tem azoto, o que é consistente com Heywood (1988), que afirma que apesar dos combustíveis para motores Diesel conterem mais azoto do que a gasolina, o seu nível não é ainda significativo para contribuir para a formação de óxidos de azoto. Desta forma, a formação de  $\text{NO}_x$  depende da quantidade de ar considerado e do azoto que ele contém e da temperatura dos gases queimados (Martins, 2006), alcançada no rasto da frente de chama.

A utilização de diferentes tempos de injeção origina diferenças na história de pressão e temperatura no interior do cilindro cujo efeito deve também ser verificado (Figura 4.19), relativamente à formação de óxidos de azoto. Foi considerado o valor nominal da velocidade de rotação.

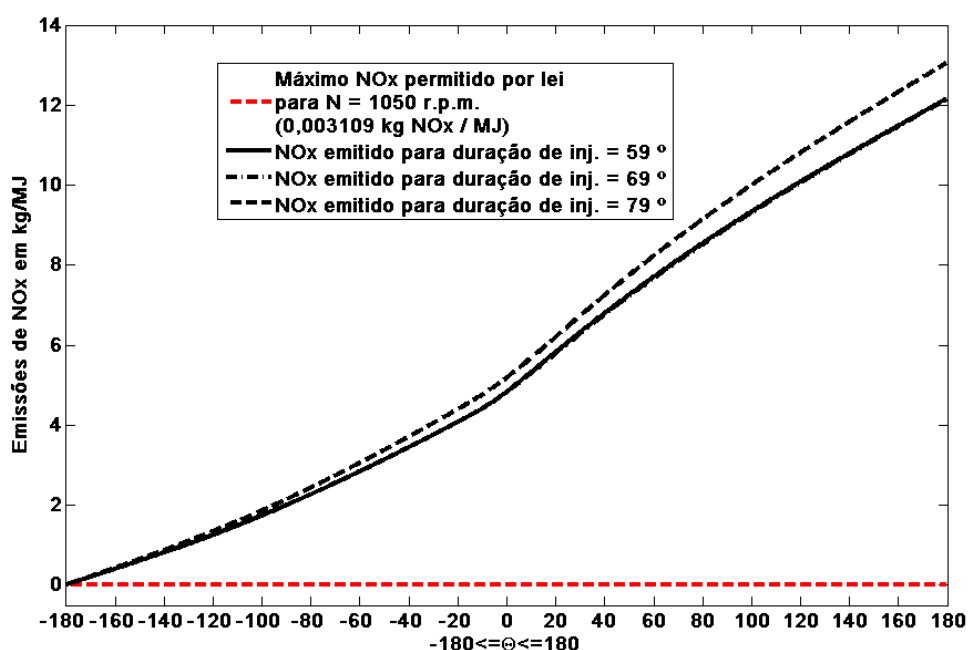


Figura 4.19 – Comparação da emissão de  $\text{NO}_x$  para um ângulo de injeção de  $59^\circ$ ,  $69^\circ$  e  $79^\circ$  e o máximo permitido por lei para a velocidade de rotação nominal, utilizando IFO.

O aumento da quantidade de combustível injectado por ciclo resulta numa quantidade superior de produtos de combustão perto das condições estequiométricas, próximo dos picos de pressão e

temperatura (Heywood, 1988), verificando-se assim que a formação de  $\text{NO}_x$  é superior para um tempo de injeção superior, correspondente a  $79^\circ$ . Tal justifica-se por um tempo de injeção superior provocar valores superiores de pressão e temperatura, o que leva à formação de uma quantidade superior de  $\text{NO}_x$ . O valor de referência utilizado para o máximo de  $\text{NO}_x$  permitido é o correspondente à velocidade de rotação tomada como nominal, 1050 r.p.m., que é  $3,109 \text{ g}_{\text{NO}_x}/\text{MJ}$ .

A consideração do motor em pleno funcionamento revela a necessidade da utilização de equipamentos anti-poluentes.

### 3.2 – $\text{SO}_x$

Relativamente às disposições previstas na legislação para o enxofre, o combustível cumpre o requisito geral, pois contém 3,99% (m/m) (Tabela 2.6) o que é menor do que o máximo estipulado de emissões de  $\text{SO}_x$  que é de 4,5% (m/m).

As emissões de dióxidos de enxofre devem ainda obedecer às zonas de controlo especiais e tendo em conta que o combustível não consegue cumprir a primeira condição que especifica um teor de enxofre menor do que 1,5% (m/m), tem de cumprir a segunda que define que as emissões totais de óxidos de enxofre dos navios devem ser iguais ou inferiores a  $6 \text{ g SO}_x/\text{kWh}$ . Utilizando processos análogos aos utilizados para o  $\text{NO}_x$ , tem-se alternativamente  $1,67 \text{ g/MJ}$  ou finalmente  $0,00167 \text{ kg/MJ}$ .

$$\frac{6 ( \text{g/kWh} )}{3,6 ( \text{MJ} )} = 1,67 \text{ g}_{\text{SO}_x} / \text{MJ} \quad (4.7)$$

Em termos de uma quantidade adimensional, o índice de emissão (EI), definido pelo quociente entre a massa do poluente e a massa do combustível, o valor máximo obtido considerando IFO é de  $0,0678 \text{ g SO}_x/ \text{g IFO}$ .

Para conhecer a quantidade de  $\text{SO}_x$  produzida, é necessário conhecer-se a massa de combustível injectada por ciclo de operação do motor e ainda a fracção mássica de enxofre presente no combustível. Sendo a massa de combustível injectada, por ciclo de operação do motor, é de  $1,33 \text{ g/ciclo}$ , e que a fracção mássica de enxofre presente no combustível é de 3,99%.

Este facto tem relevância porque a formação dos óxidos de enxofre depende somente da quantidade de enxofre presente no combustível.

Assim, sabe-se que:

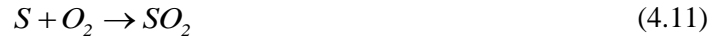
$$\frac{m_s}{m_{\text{IFO}}} = 39,9 \times 10^{-3} \quad (4.8)$$

$$m_s = 39,9 \times 10^{-3} \times 1,33 = 53,07 \times 10^{-3} \text{ g} \quad (4.9)$$

Sabendo-se a massa molar do enxofre,  $M(S) = 32 \text{ g/mol}$

$$\frac{53,07 \times 10^{-3} \text{ g}}{32 \text{ g/mol}} = 1,658 \times 10^{-3} \text{ mol} \quad (4.10)$$

Atendendo, ainda, à estequiometria da oxidação do enxofre em  $\text{SO}_2$ ,



Resulta que as moles de  $\text{SO}_2$  obtidas são as mesmas de S. Sendo  $M(\text{SO}_2) = 64 \text{ g/mol}$ , tem-se:

$$1,658 \times 10^{-3} \times 64 = 0,106 \text{ g}_{\text{SO}_2} \quad (4.12)$$

Pelo que, calculando o índice de emissão (Turns, 2000) tem-se:

$$EI = \frac{m_{\text{SO}_x}}{m_{\text{IFO}}} = \frac{0,106}{1,33} = 0,0797 \text{ g}_{\text{SO}_x} / \text{g}_{\text{IFO}} \quad (4.13)$$

Como o resultado obtido no índice de emissão é superior ao valor máximo previsto na legislação ( $0,0678 \text{ g}_{\text{SO}_x} / \text{g}_{\text{IFO}}$ ) deverão ser utilizados equipamentos dessulfurizadores.

#### 4 – Considerações de índole económica

Como foi referido, as considerações de índole económica deste problema iniciaram-se pelo conhecimento do preço de aquisição de cada combustível. Contudo, este aspecto não se pode restringir apenas a estes dados, sendo importante verificar o consumo de um motor utilizando cada um dos combustíveis. Assim tem-se que um motor da potência do analisado, a funcionar durante uma hora à potência máxima (3,25 MW) apresenta para cada combustível o consumo indicado na Tabela 4.10.

Tabela 4.10 – Consumos por combustível durante uma hora, funcionando o motor à potência máxima.

Combustível	Consumo à potência máxima
<i>Destillate</i>	320,7 litros/hora
IFO	301,9 litros/hora

Dos valores apresentados percebe-se que o motor que funciona com combustível *Destillate* consome mais 6,2% de combustível. Estes valores, que favorecem a hipótese da substituição de

combustível utilizado, devem contudo ser ponderados nos restantes custos que eventualmente estejam associados como a necessidade de operações de manutenção do motor mais frequentes, o investimento em equipamento adicional ou a necessidade de realizar alterações ao nível dos constituintes do motor.

Os resultados obtidos demonstram que a utilização do novo combustível a ser considerado, IFO, produz sempre valores de emissão de  $\text{NO}_x$  superiores aos produzidos com a utilização de *Destillate*, e portanto superiores aos previstos na legislação. Quer para as diferentes velocidades de rotação testadas, quer para os diferentes tempos de injeção, a emissão de  $\text{NO}_x$  situa-se sempre a um nível superior ao máximo permitido, como se verifica nas Figuras 4.18 a 4.20. Assim revela-se necessária a utilização de equipamentos que visem diminuir a formação dos  $\text{NO}_x$ , como sistemas de Redução Catalítica Selectiva. Estes sistemas têm obtido resultados de redução de emissões de  $\text{NO}_x$  de 90%. O seu custo, para o motor considerado de 3250 kW, estima-se em cerca de 350.000 €, actualizando os valores de Josewicz (2002) para a cotação actual. Contudo, como as emissões de  $\text{NO}_x$  com a utilização de *Destillate* são também superiores ao limite legal, deve verificar-se que sistemas anti-poluentes a Marinha Portuguesa utiliza correntemente pois pode revelar-se desnecessária a aquisição deste tipo de equipamento.

Os resultados obtidos revelam também que o teor de enxofre do novo combustível leva a que o valor máximo de emissão de  $\text{SO}_x$  seja ultrapassado para zonas de controlo especiais, verificando-se a emissão de 0,0798 kg  $\text{SO}_x$ / kg IFO para um máximo permitido por lei de 0,0678 kg  $\text{SO}_x$ / kg IFO. Assim verifica-se a necessidade da aquisição de equipamentos dessulfurizadores. Tendo em conta que a injeção de solvente é um processo mais recomendado para a queima de carvão, opta-se por analisar o custo da implementação de um processo de dessulfurização a seco dos gases da combustão. Sabe-se que este processo tem um custo possível entre 80 e 170 € / kW. Assumindo o cenário mais oneroso, o custo da implementação deste sistema no navio em causa, em que o motor tem 3,25 MW estima-se em cerca de 950.000 €, actualizando o valor dado no documento Sulphur Oxides Handbook (1998). Assim, o custo conjunto dos equipamentos anti-poluentes seria de mais de 1.300.000 € a valores actuais, caso se venha a revelar necessária a aquisição de equipamentos que diminuam a formação de  $\text{NO}_x$ .

Com a utilização do IFO, supondo um depósito de combustível com capacidade para 350 toneladas, por depósito serão gastos cerca de 112.390 €, por oposição a 159.920 € o que se traduz numa poupança de 47.530 € por depósito de combustível.

Considerando apenas o custo adicional do equipamento de dessulfurização, só ao fim de 17 depósitos de combustível gastos começaria a ser economicamente viável a troca de combustível. A isto acrescem os custos extra em manutenção por operar com um combustível mais pesado, com um maior teor em enxofre que não serão aqui quantificados, bem como o custo do aquecimento do IFO até à temperatura que garanta que a sua viscosidade se torna igual à do *Destillate* considerada. O tempo de vida programado de um navio deste tipo é de 35 anos.

## V – CONCLUSÃO

### 1 – Conclusões gerais

Neste trabalho deram-se os primeiros passos no sentido de construir um modelo fenomenológico capaz de descrever as histórias de pressão e temperatura entre o fecho da válvula de admissão e a abertura da válvula de escape num grande motor Diesel semi-rápido. A abertura de válvulas não é considerada, aplicando-se portanto um balanço de energia a um sistema fechado. Este intervalo de ângulos de cambota é suficiente pois o objectivo deste trabalho passa por estudar os processos que ocorrem durante a combustão e expansão, correspondendo aos tempos de operação do motor em que o sistema realiza trabalho. O modelo utiliza o sub-modelo de Woschini para calcular as perdas de calor e uma dupla função de Wiebe para estimar a libertação de energia na combustão. As equações foram resolvidas recorrendo ao método de Runge-Kutta de 4.<sup>a</sup> ordem.

Neste trabalho procurou-se comparar a utilização de dois combustíveis diferentes num grande motor Diesel semi-rápido, mantendo constante o caudal mássico de combustível injectado. Para o efeito, é necessário conhecer a história de pressão e de temperatura dos gases no seu interior.

Iniciou-se o trabalho comparando resultados da literatura com a reprodução dos mesmos pelo modelo desenvolvido. As diferenças verificadas na comparação com o estudo de Sakhrieh *et al.* (2010), (Figura 4.3), podem ser explicadas pela diferença no combustível utilizado, pois os autores não fornecem informação relativa ao combustível, tendo o teste, no presente trabalho, sido realizado recorrendo à informação do *Destillate*. A comparação com os resultados obtidos por Larbi e Bessrouir (2010), (Figura 4.5), apresenta um aspecto muito semelhante ao original.

Estudou-se seguidamente a sensibilidade das histórias de pressão e de temperatura a massa volúmica, massa molar, poder calorífico inferior, tempo de injeção e velocidade de rotação. Obtiveram-se resultados semelhantes para os dois combustíveis, quanto à história de pressão, mas distintos no seu valor máximo. Observou-se que a utilização de um combustível com menos *PCI* e mais denso, IFO, leva à diminuição do pico de pressão sentido no interior do motor de 167 bar para 164 bar o que corresponde a uma diferença de 2% (Figura 4.6). A variação dos parâmetros de operação foram estudados utilizando IFO por ser este o combustível que se pretende passar a utilizar, considerando a mesma potência injectada. A utilização de um tempo de injeção superior, considerando-se a mesma massa de combustível injectada, provoca um efeito semelhante, ou seja, para o mesmo combustível, um tempo de injeção maior em 10°, resulta numa menor pressão sentida no interior do cilindro, tendo passado de 169 bar para 157 bar, o que corresponde a uma diminuição de 8% (Figura 4.9). A utilização de uma velocidade de rotação superior à considerada padrão, mantendo a quantidade de combustível injectada por ciclo, provoca uma diminuição no pico de pressão de 168 bar para 164 bar, correspondendo a um decréscimo de 3% (Figura 4.12).

A ocorrência de picos de pressão demasiado cedo relativamente ao esperado (12 e 13° após o PMS por oposição a cerca de 20°) levou a que fosse realizada uma análise de sensibilidade a alguns parâmetros utilizados na função de Wiebe dupla. Concluiu-se que os valores de  $m_p$  e  $m_d$  a utilizar deveriam ser superiores, nomeadamente 4,3 e 2,3.

Compararam-se os valores de pressão média, potência, binário e consumo específico indicados nas condições nominais para a utilização de IFO e *Destillate*, tendo-se verificado melhores resultados para o IFO. O aumento da velocidade de rotação testado bem como a diminuição do tempo de injeção permitiram que se conseguissem obter, utilizando IFO, valores superior de potência. O rendimento mecânico obtido (cerca de 57%), apesar de ser baixo de acordo com Martins (2006) é explicável pela mistura pobre utilizada,  $\phi=0,5$ .

Posteriormente procurou-se neste trabalho estimar a emissão de alguns poluentes, nomeadamente óxidos de azoto e de enxofre, considerando a utilização de IFO.

Apesar de o funcionamento dos motores de combustão interna ser responsável por uma grande quantidade dos poluentes emitidos mundialmente (Raggi, 2005; Sarvi *et al.*, 2008b), são a formação de óxidos de azoto e de óxidos de enxofre que se encontram mais limitadas na legislação. Assim se justifica que neste trabalho se tenha procurado apenas obter a quantidade formada destes dois poluentes. A emissão dos dois poluentes considerados é superior à permitida. A formação de  $\text{NO}_x$  depende fortemente da história de pressão e temperatura. Contudo, apesar das diferentes histórias correspondentes a diferentes velocidades de rotação do motor e tempos de injeção, a emissão de  $\text{NO}_x$  ultrapassa sempre o valor estipulado por lei. A emissão de  $\text{SO}_x$  depende apenas do teor em enxofre do combustível, sendo independente dos parâmetros de funcionamento do motor.

Estuda-se a previsão de emissões de óxidos de azoto recorrendo ao programa Cantera na sua versão para MATLAB. Utiliza-se diferentes condições de operação, nomeadamente velocidade de rotação e tempo de injeção para verificar se os valores máximos previstos na legislação são ultrapassados e em qualquer dos casos, os níveis obtidos foram sempre superiores aos máximos permitidos.

Como os óxidos de enxofre emitidos dependem apenas do conteúdo de enxofre do combustível, obteve-se a quantidade de emissões através do conhecimento da fracção mássica de enxofre no combustível e da massa de combustível utilizada por ciclo de operação do motor.

Conforme foi referido, o objectivo do presente estudo não era o de poder fornecer uma resposta final à Marinha Portuguesa quanto à viabilidade da troca de combustível nas suas embarcações mas sim, desenvolver um modelo fenomenológico que simulasse os acontecimentos na fase de compressão, combustão e expansão de um motor Diesel marítimo. Esse modelo permitiria obter como resultados as histórias de pressão e temperatura de um cilindro do motor em causa e esses resultados, em pós-processamento, permitiriam obter estimativas das emissões dos óxidos de azoto e enxofre. Pode então considerar-se que o objectivo do trabalho foi cumprido, pois o modelo

desenvolvido apresenta resultados semelhantes a outros estudos, o que permite concluir que as simplificações assumidas ao longo do seu desenvolvimento não foram abusivas.

## 2 – Sugestões para trabalho futuro

Neste trabalho não se consegue dar uma resposta definitiva à viabilidade da alteração do combustível utilizado pela Marinha Portuguesa, pois apenas são consideradas as histórias de pressão e temperatura que se conseguem obter com o novo combustível e a respectiva emissão de poluentes. O modelo utilizado já demonstra concordância com outros modelos da literatura mas pretende-se, contudo, que venha a ser melhorado pois não considera alguns factores importantes no estudo da combustão de um motor Diesel. Para além das já referidas mudanças na função de Wiebe dupla, o modelo não considerou a influência das histórias de pressão e temperatura no rendimento da combustão, nem os parâmetros *Sauter Mean Diameter* do combustível, atomização, penetração do *spray* e turbulência, entre outros, bem como os custos associados a eventuais necessidades de substituição dos injectores ou de outros equipamentos. Todos os factores referidos são importantes para o conhecimento total da combustão em motores de ignição por compressão, pelo que a sua verificação em trabalhos futuros seria útil para complementar este trabalho.

Resta realizar também um estudo que vise a abordagem de aspectos de ordem mais prática, nomeadamente, os custos de manutenção com o novo equipamento, as implicações da utilização do IFO na capacidade de aceleração do navio, de importância vital na operação de navios da Marinha, bem como a limitação de TBO (tempo entre grandes revisões do navio), a limitação de tempo de operação a baixa rotação, o custo da adaptação dos circuitos a bordo e o número de operações em que o navio participa.

Relativamente a aspectos de índole económica, deve também ser feito o levantamento de equipamentos anti-poluentes que sejam correntemente utilizados pela Marinha Portuguesa, pois pode acontecer que os equipamentos anti-poluentes referidos neste estudo já existam na Marinha, o que eliminaria o custo da sua aquisição.

Como forma alternativa de melhorar este trabalho, pode ainda sugerir-se a utilização de programas mais complexos de estimativa de emissões e considerar os diferentes compostos que se prevêm nos gases de escape e não apenas os óxidos de azoto e de enxofre pois deve ter-se em conta que a tendência natural será no sentido de maiores restrições ambientais.

## Bibliografia

1. Abu-Nada, E.; Al-Hinti, I.; Al-Sarkhi, A. e Akash, B. (2006). Thermodynamic modelling of spark-ignition engine: effect of temperature dependent specific heats. *International Communications in Heat and Mass Transfer*. **33**: 1264-1272
2. Aithal, S.M. (2010). Modelling of NO<sub>x</sub> formation in diesel engines using finite-rate chemical kinetics. *Applied Energy*. **87**: 2256-2265
3. Al-Sarkhi, A.; Jaber, J.O.; Abu-Qudais, M. e Probert, S.D. (2006). Effects of friction and temperature-dependent specific-heat of the working fluid on the performance of a diesel-engine. *Applied Energy*. **83**: 153-165
4. Alkidas, A.C. (1987 a). On the premixed combustion in a direct-injection diesel engine. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. **109**: 187-192.
5. Alkidas, A.C. (1987 b). Combustion characteristics of a single-cylinder open-chamber diesel engine. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. **109**: 419-425.
6. Argachoy, C. e Pimenta, A.P. (2005). Phenomenological model of particulate matter emission from direct injection diesel engines. *ABCM*. Vol. XXVII. **3**: July-September
7. Bakar, R.A.; Semin e Abdul, R.I. (2008). Fuel injection pressure effect on performance of direct injection diesel engines based on experiment. *American Journal of Applied Sciences* 5. **3**: 197-202.
8. Bancha, T. e Jau-Huai, L. (2009). Single zone model for HCCI engine fueled with n-heptane. *World Academy of Science, Engineering and Technology*. **53**.
9. Baptista, L.F. (2007). Marpol – Anexo VI Controlo de emissões poluentes. Escola Náutica Infante D. Henrique. Departamento de Máquinas Marítimas.
10. Barbella, R.; Bertoli, C.; Ciajolo, A. e D'Anna, A. (1990). Behaviour of fuel oil during the combustion cycle of a direct injection diesel engine. *Combustion and Flame*. **82**: 191-198.
11. Barths, H.; Hasse, C.; Bikas, G. e Peters, N. (2000). Simulation of combustion in direct injection diesel engines using a eulerian particle flamelet model. *Proceedings of the Combustion Institute*. **28**: 1161-1168.
12. Bekdemir, C.; Somers, L.M.T. e de Goey, L.P.H. (2009). Numerical modeling of diesel spray formation and combustion. *Proceedings of the European Combustion Meeting*. The Netherlands.
13. Bhaskar, T. e Pramod, S.M. (1998). A multi-zone diesel combustion model using Eddy dissipation concept. *The Fourth International Symposium COMODIA 98*, Kyoto.
14. Borkowski, T. e Wiewióra, A. (2004). Diesel fuel property effects on marine medium-speed engine exhaust emission. *Journal of KONES Internal Combustion Engines*. **11**: No. 1-2.
15. Breuer, C. The influence of fuel properties on the heat release in DI-diesel engines. *Fuel*. **74**:1767-1771.
16. Chmela, F.G.; Pirker, G.H. e Wimmer, A. (2007). Zero-dimensional ROHR simulation for DI diesel engines – A generic approach. *Energy Conversion and Management* **48**: 2942-2950.
17. Classes de navios da marinha portuguesa. Disponível na [www: http://www.marinha.pt/PT/amarinha/meiosoperacionais/superficie/Pages/Superficie.aspx](http://www.marinha.pt/PT/amarinha/meiosoperacionais/superficie/Pages/Superficie.aspx), consultado on-line em Janeiro de 2010.
18. Coelho, P. e Costa, M. (2007). Combustão. Edições Orion. Amadora. ISBN 978-972-8620-10-3



19. Colaço, M.J.; Teixeira, C.V. e Dutra, L.M. (2010). Thermal analysis of a diesel engine operating with diesel-biodiesel blends. *Fuel*. **89**: 3742-3752.
20. Decreto – Lei n.º 1/2008. D.R. I A série. 6 (2008-1-9) pp.183 - 207
21. Desantes, J.M.; Benajes, J.; Molina, S. e González, C.A. (2004 a). The modification of the fuel injection rate in heavy-duty diesel engines. Part 1: effects on engine performance and emissions. *Applied Thermal Engineering*. **24**:2701-2714.
22. Desantes, J.M.; Benajes, J.; Molina, S. e González, C.A. (2004 b). The modification of the fuel injection rate in heavy-duty diesel engines. Part 2: effects on combustion. *Applied Thermal Engineering*. **24**:2715-2726.
23. Desbazeille, M.; Randall, R.B.; Guillet, F.; El Badaoui, M. e Hoisnard, C. (2010). Model-based diagnosis of large diesel engines based on angular speed variations of the crankshaft. *Mechanical Systems and Signal Processing*. **24**:1529-1541.
24. Dhuchakallaya, I. e Watkins, A.P. (2010). Application of spray combustion simulation in DI diesel engine. *Applied Energy*. **87**:1427-1432.
25. Ejim, C.E.; Fleck, B.A. e Amirfazli, A. (2007). Analytical study for atomization of biodiesels and their blends in a typical injector: Surface tension and viscosity effects. *Fuel*. **86**: 1534-1544.
26. Fieberg, C.; Reichelt, L.; Martin, D.; Renz, U. e Kneer, R. (2009). Experimental and numerical investigation of droplet evaporation under diesel engine conditions. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. **52**: 3738-3746.
27. Ghojel, J. e Honnery, D. (2005). Heat release model for the combustion of diesel oil emulsions in DI diesel engines. *Applied Thermal Engineering*. **25**:2072-2085.
28. Gogoi, T.K. e Baruah, D.C. (2010). A cycle simulation model for predicting the performance of a diesel engine fuelled by Diesel and biodiesel blends. *Energy*. **35**:1317-1323.
29. Goldsworthy, L. (2010). Exhaust emissions from ship engines – significance, regulations, control technologies.
30. Goodwin, D. G. (2001). Cantera user's guide. Fortran version. Release 1.2.
31. Goodwin, D. G. (2002). Zero-dimensional kinetics. California Institute of Technology. November.
32. Goodwin, D. G. (2004). Reactor networks. Division of Engineering and Applied Science. California Institute of Technology. Cantera Workshop. July.
33. Heywood, J.B. (1988). Internal combustion engine fundamentals. McGraw-Hill. New York.
34. Hiroyasu, H. (1985). Diesel engine combustion and its modeling. Department of Mechanical Engineering. University of Hiroshima. Shitami, Saijocho. Higashi Hiroshima 724.
35. Hood, J.N. (2003). Bunker quality: in-line viscosity monitoring Vs sampling. World Bunkering. May.
36. Josewicz, W. (2002). Cost of selective catalytic reduction (SCR) Application for NO<sub>x</sub> control on coal-fired boilers. January. United States Environmental Protection Agency.
37. Kilpinen, P. (2003). NO<sub>x</sub> emission formation in marine diesel engines – towards a quantitative understanding. *Mar. News*. **2**-2003. 18-21. Wärtsila Corp.
38. Lakshminarayanan, P.A. e Aghav, Y.V. (2010). Modelling diesel combustion. *Mechanical Engineering Series*. New York. pp. 189-201.

39. Lamarinis, V.T. e Hountalas, D.T. (2010). A general purpose diagnostic technique for marine diesel engines – Application on the main propulsion and auxiliary diesel units of a marine vessel. *Energy Conversion and Management*. **52**:740-753.
40. Larbi, N. e Bessrou, J. (2010). Measurement and simulation of pollutant emissions from marine diesel combustion engine and their reduction by water injection. *Advances in Engineering Software*. **41**:898-906.
41. Leavitt, W. (2008). SCR or EGR? Disponível na [www](http://fleetowner.com/management/feature/scr_egr_0701/) em: [http://fleetowner.com/management/feature/scr\\_egr\\_0701/](http://fleetowner.com/management/feature/scr_egr_0701/), consultado on-line em Março de 2011.
42. Lee, C.S. e Park, S.W. (2002). An experimental and numerical study on fuel atomization characteristics of high-pressure diesel injection sprays. *Fuel*. **81**:2417-2423.
43. Lee, D.I. (1985). Combustion simulations of direct injection diesel engine having ‘M’ type combustion chamber. Disponível na [www](http://www.jsme.or.jp/esd/COMODIA-Proc/Data/001/C85_P555.pdf) em: [http://www.jsme.or.jp/esd/COMODIA-Proc/Data/001/C85\\_P555.pdf](http://www.jsme.or.jp/esd/COMODIA-Proc/Data/001/C85_P555.pdf), consultado on-line em Outubro de 2010.
44. Maeda, Y.; Murayama, T. e Fukazawa, S. (1975). Influence of fuel properties on the injection characteristics. *Bulletin of the JSME*. Vol. **18**. No. 118. April.
45. Marinha Portuguesa. (n.d.). Especificação do combustível naval destilado. Ministério da Defesa Nacional.
46. Martins, J. (2006). Motores de combustão interna. Publindústria. Porto. ISBN 972-8953-02-X
47. Martins, M.F.D. e Rebelo, M.S. (Ano lectivo 2006/2007). Introdução à análise numérica. Apontamentos de apoio às aulas teóricas. Cálculo Numérico. Faculdade de Ciências e Tecnologia (UNL).
48. Merícia, J.G.de (2007). Controle de uma microturbina a gás com câmara de combustão de baixa emissão de NO<sub>x</sub>. Universidade de Brasília. Faculdade de Tecnologia. Departamento de Engenharia Mecânica. Dissertação de Mestrado em Ciências Mecânicas. Junho. pp. 36,37.
49. NCDC. (2005). Selective catalytic reduction system. National clean diesel campaign. United States Environment Protection Agency.
50. Norma ISO 8217. 2005. Petroleum products – Fuels (Class F) – Specifications of marine fuels. Third edition.
51. Norma NP ISO 8217. 2002. Produtos petrolíferos combustíveis (Classe F). Especificações de combustíveis da marinha.
52. Oh, T.S.; Yang, J.S. e Oh, S.Z. (1982). Study on prediction of four stroke diesel engine performance – cycle simulation using heat release model. Thermal Engine Research Lab. KAIST.
53. Quintero, H.F.; Romero, C.A. e Useche, L.V.V. (2007). Thermodynamic and dynamic analysis of an internal combustion engine with a noncircular-gear based modified crank-slider mechanism. 12<sup>th</sup> IFToMM World Congress. Besançon (France). June 18-21.
54. Raggi, M. (2005). Modelagem da cinética química de formação de NO<sub>x</sub> e CO em motores de ignição por centelha. Dissertação de Mestrado. Belo Horizonte.
55. Rakopoulos, C.D. e Giakoumis, E.G. (2006a). Comparative first and second-law parametric study of transient diesel engine operation. *Energy*. **31**:1927-1942.

56. Rakopoulos, C.D. e Giakoumis, E.G. (2006b). Sensitivity analysis of transient diesel engine simulation. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Vol. 220 Part D: Journal of Automobile Engineering*.
57. Rakopoulos, C.D.; Rakopoulos, D.C.; Giakoumis, E.G. e Kyritsis, D.C. (2004). Validation and sensitivity analysis of a two zone diesel engine model for combustion and emission prediction. *Energy Conversion and Management*. **45**:1471-1495.
58. Şahin, Z. e Durgun, O. (2008). Multi-zone combustion modeling for the prediction of diesel engine cycles and engine performance parameters. *Applied Thermal Engineering*. **28**:2245-2256.
59. Sakhrieh, A.; Abu-Nada, E.; Al-Hinti, I.; Al-Ghandoor A. e Akash, B. (2010). Computational thermodynamic analysis of compression ignition engine. *International Communications in Heat and Mass Transfer*. **37**, 3:299-303.
60. Sanli, A.; Ozsezen, A.N.; Kilicaslan, I. e Canakci, M. (2008). The influence of engine speed and load on the heat transfer between gases and in-cylinder walls at fired and motored conditions of an IDI diesel engine. *Applied Thermal Engineering*. **28**:1395-1404.
61. Sargent e Lundy. (2002). Dry flue gas desulfurization technology evaluation. Project number 11311-000. National Lime Association.
62. Sarvi, A. e Zevenhoven, R. (2010). Large-scale diesel engine emission control parameters. *Energy*. **35**:1139-1145.
63. Sarvi, A.; Fogelholm, C.-J. e Zevenhoven, R. (2008a). Emissions from large-scale medium-speed diesel engines: 1. Influence of engine operation mode and turbocharger. *Fuel Processing Technology*. **89**: 510-519.
64. Sarvi, A.; Fogelholm, C.-J. e Zevenhoven, R. (2008b). Emissions from large-scale medium-speed diesel engines: 2. Influence of fuel type and operating mode. *Fuel Processing Technology*. **89**:520-527.
65. Semião, V.; Andrade, P. e Carvalho M.G. (1996). Spray characterization: numerical prediction of Sauter mean diameter and droplet size distribution. *Fuel*. **75**, No. 15:1707-1714.
66. Serrano, J.R.; Climent, H.; Guardiola, C. e Piqueras, P. (2009). Methodology for characterisation and simulation of turbocharged diesel engines combustion during transient operation. Part 2: phenomenological combustion simulation. *Applied Thermal Engineering*. **29**:150-158.
67. Suh, H.K.; Park, S.W. e Lee, C.S. (2007). Effect of piezo-driven injection system on the macroscopic and microscopic atomization characteristics of diesel fuel spray. *Fuel*. **86**:2833-2845.
68. Tauzia, X.; Maiboom, A.; Chesse, P. e Thouvenel, N. (2006). A new phenomenological heat release model for thermodynamical simulation of modern turbocharged heavy duty diesel engines. *Applied Thermal Engineering*. **26**:1851-1857.
69. Taylor, D.A. (1996). *Introduction to marine engineering – revised second edition*. Elsevier Ltd., ISBN 0-7506-2530-9. Oxford.
70. Tobin, J. (2003). Sorbent injection SO<sub>x</sub> control. *Combustion Optimization. Generation Optimization. U.S. – China NO<sub>x</sub> and SO<sub>2</sub> Control Workshops*, Shenyang, Liaoning Province, R.P. China.
71. Turns, S.R. (2000). *An introduction to combustion: concepts and applications*. McGraw-Hill. Second Edition. New York.

72. Vaz, D.C. (2012), Comunicação particular, 3 de Março, Faculdade de Ciências e Tecnologia (UNL), Almada.
73. Wärtsilä (2009). WÄRTSILÄ 26 Product guide. November.
74. WBG. (1999). Sulphur oxides. In: pollution prevention and abatement handbook 1998: towards cleaner production. The World Bank Group. Washington D.C.
75. Whitehouse, N.D. e Way, R.J.B. (1971). A simple method for the calculation of heat release rates in diesel engines based on the fuel injection rate, SAE 710134.
76. Woodyard, D. (2004). Pounder's marine diesel engines and gas turbines. Elsevier Ltd. Eight edition. ISBN 0-7506-5846-0. Oxford.
77. Woschini, G. (1967). A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine, SAE Technical Paper Series n.º 670931
78. Zeldovich, Y.B. (1941). Theory of limit of quiet flame propagation. Zhurnal Eksperimentalnoi i Teoreticheskoi Fiziki. Vol. **11**: 159-169. (Tradução inglesa em Shchetinkov, E.S. (1969). The Physics of the Combustion of Gases. Wright-Patterson AFB.